HILFSBUCH

FÜR

DAMPFMASCHINEN-TECHNIKER

VON

JOSEF HRABÁK

II.

THEORETISCHER THEIL

HILFSBUCH

FÜR

DAMPFMASCHINEN-TECHNIKER

UNTER MITWIRKUNG

VON **ADALBERT KÁŠ**, PROFESSOR AN DER K. K. BERGAKADEMIE IN PŘIBRAM

VERFASST UND HERAUSGEGEBEN

VON

JOSEF HRABÁK

OBERBERGRATH UND PROFESSOR AN DER K. K. BERGAKADEMIE IN PŘIBRAM.

DRITTE AUFLAGE.

MIT IN DEN TEXT GEDRUCKTEN FIGUREN.

ZWEITER BAND.

THEORETISCHER THEIL.



BERLIN

VERLAG VON JULIUS SPRINGER

1897.

DRUCK VON H. S. HERMANN IN BERLIN.

Vorerinnerung zu dem „Theoretischen Theile" des Hilfsbuches.

(Vor dem Gebrauche des „Theoretischen Theiles" zu lesen.)

Der „Practische Theil" des „Hilfsbuches für Dampfmaschinen-Techniker", welcher als Tabellenwerk die fertigen wesentlichsten Daten für alle Hauptgattungen von Dampfmaschinen enthält, ist mit der demselben vorausgeschickten „Einleitung" für die Anwendung an und für sich verständlich.

Der vorliegende „Theoretische Theil" entwickelt zunächst die theoretischen Principien, specialisiert dieselben sodann für die Anwendung in Bezug auf alle Maschinengattungen, mit möglichster Rücksicht auf alle vorkommenden Verhältnisse und bildet sonach nicht bloss die Grundlage, sondern zugleich eine wesentliche Ergänzung des Practischen Theiles.

Dieser theoretische Theil enthält in den ersten drei Abschnitten die eigentliche Theorie, welche in der Entwicklung der sog. Spannungs-Coëfficienten (zur Ermittlung der „indicierten" Spannung) und in den zugehörigen speciellen Untersuchungen für Mehrcylinder-Maschinen gipfelt. Damit diese „eigentliche Theorie" von Denjenigen, die sich damit ins Detail eben nicht befassen wollen, ohne Beeinträchtigung des Verständnisses übergangen werden könne, enthält der IV. Abschnitt in § 45 und 46 eine leicht verständliche Recapitulation des Vorhergehenden; auch sind die numerischen Ergebnisse der eigentlichen Theorie (I. und II. Abschnitt) unter der Aufschrift „Theoretische Tabellen", zugleich mit den „Tabellen für die Anwendung" dem theoretischen Theile rückwärts (mit besonderer Pagination in fetten Ziffern) angehängt, so dass man behufs vollständiger Orientierung in diesem „Theoretischen Theile" ohne weiteres mit dem IV. Abschnitte beginnen kann, in welchem die sämmtlichen Relationen für die Ausmittlung der Dampfmaschinen einschliesslich des Dampfconsums abgeleitet sind. Hat man aber von dem Inhalte des IV. Abschnittes einmal gehörig Notiz genommen, so erübrigt für die eigentliche Anwendung lediglich die Handhabung des V. Abschnittes, welcher eben die Ueberschrift „Anwendung der theoretischen Resultate" trägt.

Nur in dieser Weise, welche allerdings so manche Wiederholung des bereits an anderem Orte Gesagten unvermeidlich machte, wurde es ermöglicht, die Benützung dieses Buches trotz seines unumgänglich bedeutenderen Umfanges für Interessenten jeder Art ganz bequem zu machen.

Die Motive, welche den Verfasser bei der Ausarbeitung des Werkes einschliesslich dieses theoretischen Theiles geleitet haben, sind aus dem Vorworte zu der ersten, zweiten und dritten Auflage anfangs des „Practischen Theiles" des Hilfsbuches zu entnehmen.

Der Verfasser.

Inhalts-Verzeichniss

des „Theoretischen Theiles" des Hilfsbuches.

I. ABSCHNITT.

Einleitender Theil.

II. ABSCHNITT.

Theoretische Bestimmung der indicierten Spannung und Wirkung der Eincylinder-Dampfmaschinen.

III. ABSCHNITT.

Theoretisches über Mehrcylinder-Maschinen (Verbund-Maschinen).

IV. ABSCHNITT.

Ableitung der Relationen für die Ausmittlungen bei Dampfmaschinen einschliesslich des Dampfconsums.

V. ABSCHNITT.

Anwendung der theoretischen Resultate.

TABELLEN

zu dem „Theoretischen Theile“ des Hilfsbuches.

(Separat mit **fetten** Ziffern paginiert.)

Berichtigung.

S. 79, zweite Zeile von oben ist vor die dortige Formel f zu setzen und die Klammer für f_m nach links (bis unter $\genfrac{}{}{0pt}{}{l'}{l}$) zu verlängern.

S. 173, am Ende der zweiten Zeilc von unten wäre anstatt 1 Kgr. besser zu setzen 0,5 Kgr. (nicht von Wesenheit).

Um die freundliche Mittheilung etwa vorgefundener Druckfehler oder anderweitiger Mängel ersucht höflichst

der Verfasser.

I. ABSCHNITT.

Einleitender Theil.

1. KAPITEL.

Der Wasserdampf und die Wärmeverhältnisse desselben.

§ 1.

Der atmosphärische Dampf. Messung der Temperatur, Spannung und Wärmemenge. Aequivalenz von Wärme und Arbeit.

Wenn man in einem offenen, d. h. mit der atmosphärischen Luft communicierenden Gefässe dem Wasser*) Wärme zuführt, so steigt dessen Temperatur allmählig bis zu einer gewissen Höhe, bei welcher eine heftige Dampfentwicklung (zum Unterschiede von der langsamen Verdunstung, welche bei jeder Temperatur stattfindet) beginnt, welche bei fortgesetzter Wärmezuführung (Heizung) fortdauert, ohne dass jene gewisse Temperatur auch nur im Mindesten geändert würde; das Wasser siedet in einem offenen Gefässe bei constant bleibender Temperatur, welche auch der demselben entsteigende Dampf besitzt. Diese constante Siedetemperatur ist aber desto grösser, je grösser der jeweilige Druck der atmosphärischen Luft, welchen der gebildete Dampf zu überwinden hat, d. h. je höher der jeweilige Barometerstand ist. Auf hochgelegenen Orten siedet das Wasser bei geringerer Temperatur als in niederer Lage, so dass bekanntlich in hohem Gebirge gewisse Fleischarten (ohne den Papinischen Topf) nicht gargekocht werden können, obwohl dies in der tieferen Lage anstandslos der Fall ist.

Bei einer gewissen Grösse des äusseren Luftdruckes, d. h. bei einem gewissen Barometerstande, hat aber die Temperatur des kochenden Wassers und eo ipso seine Spannung einen ganz bestimmten Werth. Demnach hat man für eine conventionelle Annahme des „normalen" Luftdruckes, und zwar desjenigen, welcher im Jahresdurchschnitte in dem Niveau der Meeresfläche herrscht, 1,0333 Kgr. pro Qu.-Centim. beträgt und welchem ein „normaler Barometerstand" von 760 Millimeter Quecksilber (10,333 m Wasser) entspricht, erstlich diesen Druck, oder diese Luftspannung als Einheit zur Messung anderer Drücke und Spannungen angenommen, und nennt diese Einheit eine (alte) „Atmosphäre". Man hat ferner die hiermit fixierte Siedetemperatur des Wassers, also die Temperatur des „atmosphärischen Dampfes" — ebenso wie die fixe Schmelztemperatur des Eises — als einen normalen Punkt (Siedepunkt, Eispunkt) für Temperaturmessungen angenommen, bezw. auf Grund dieser beiden fixen Punkte die üblichen Thermometer construiert, indem man den Temperaturunterschied zwischen den bezeichneten Normalpunkten nach

*) Das Wasser wird hier stets chemisch rein vorausgesetzt.

Celsius in 100 gleiche Intervalle als Temperaturgrade*) theilt und diese Eintheilung über dem Siedepunkte und unter dem Eispunkte nach Belieben fortsetzt. Die Anzahl dieser Temperaturgrade von dem Eispunkte als Nullpunkt gezählt, bezeichnen wir für die Angabe der Temperatur irgend eines Körpers mit t.

Die hiermit fixierte „alte" Annahme der atmosphärischen Spannung (an der Meeresfläche), also der sogen. „alten" Atmosphäre, blieb für die Fixierung der Thermometer-Skala auch nach der Einführung des metrischen Systems aufrecht; hingegen hat man zur Messung der Spannungen die „alte" Annahme der Atmosphäre im Betrage von 1,0333 kg pro Qu.-Centim. für technische Zwecke, insbesondere für die Dampfmaschinen auf 1 Kgr. pro Qu.-Centim. abgerundet und nennt diese (gegen die „alte" etwas kleinere) Einheit die „neue" oder die „metrische" Atmosphäre. Dieselbe entspricht einem Barometerstande von 735,5 (anstatt 760) Millim. Quecksilber oder 10 (anstatt 10,333) Meter Wassersäule; die Temperatur des atmosphärischen Dampfes nach dieser Annahme beträgt 99,09 (anstatt 100) Grade nach Celsius.

Mit der Messung der Temperatur (nach Graden Celsius) ist im Zusammenhange die Messung der Wärmemengen, als Grössen. Die Erwärmung einer bestimmten Wassermenge (der Gewichtseinheit desselben) um das erste Intervall des (Celsius-) Thermometers (also von 0° auf 1° Cels.) beansprucht die Aufnahme einer ganz bestimmten Wärmemenge, welche die Wärmecapacität des Wassers von 0 auf 1° C. ist und (als bestimmte Grösse derselben Art) zur Messung anderer Wärmemengen als Einheit angenommen wird. Man nennt dieses Wärmemass die „Wärme-Einheit" oder „Calorie", — für 1 Kgr. insbesondere die metrische Calorie. Alle Wärmemengen werden somit in „Calorien" ausgedrückt. —

Wärme und Arbeit sind äquivalente Grössen; durch Arbeit (oder lebendige Kraft) kann Wärme, durch Wärme Arbeit (oder lebendige Kraft) erzeugt werden; Wärme ist eben als Arbeit oder lebendige Kraft der inneren Molecularbewegung im Gegensatze zu der äusseren (mechanischen) Arbeit oder lebendigen Kraft der Massenbewegung eines Körpers aufzufassen. Und sonach kann Arbeit oder lebendige Kraft der einen Art in Arbeit oder lebendige Kraft der andern Art übergehen, d. h. verwandelt oder umgesetzt werden, ohne dass an der Gesammt-Arbeit bezw. an dem Gesammt-Arbeitsvermögen (Energie) auch nur das Mindeste geändert wird (Princip der „Erhaltung der Arbeit", alias „Erhaltung der Energie"). In dieser Weise entspricht auch der Wärmeeinheit (Calorie) als bestimmter Wärmemenge eine bestimmte mechanische Arbeit, deren Grösse k bisher nur auf empirischem Wege festgesetzt werden konnte; man nennt diese Arbeitsgrösse das „mechanische Wärmeäquivalent" oder den „Arbeitswerth der Wärmeeinheit". Umgekehrt nennt man diejenige Wärmemenge A (in Calorien), welche der Arbeitseinheit entspricht, d. h. äquivalent ist, das „calorische Arbeitsäquivalent" oder den „Wärmewerth der Arbeitseinheit". Es ist nach den ursprünglichen (und genauesten) Versuchen des englischen Physikers Joule für die metrische Calorie:

$$k = \frac{1}{A} = 424 \text{ Met.-Kgr.}$$

$$\text{und } A = \frac{1}{k} = 0{,}0023585 \text{ Cal.}$$

*) Das bürgerliche Thermometer nach Réaumur hat zwischen dem Siedepunkte und Eispunkte 80 und das Fahrenheit'sche 180 Grade; der Nullpunkt des letzteren liegt ausserdem 32° unter dem Eispunkte, so dass hiernach der Siedepunkt des Wassers mit 212° bezeichnet ist.

Note. Die durch spätere Versuche und Calculationen aufgestellten Werthe $k = 430$ und sogar $k = 436$ Met.-Kgr. sind in der neueren Zeit als weniger zutreffend wieder aufgegeben worden.

§ 2.
Gesättigter und überhitzter Dampf.

Wenn man im Gegensatze zu dem anfangs des § 1 dargestellten Vorgange das Wasser in einem geschlossenen Gefässe (etwa in einem Dampfkessel) bis zur Dampfentwicklung erwärmt (zum Sieden bringt), so ist die Temperatur desselben an die dortselbst bezeichnete Grenze nicht gebunden; man kann vielmehr in dieser Weise durch weiter fortgesetzte Wärmezuführung Wasser und (falls ausser dem Wasserraume ein Ueberschuss an Raum vorhanden ist, wie eben in einem Dampfkessel) zugleich Dampf von einer beliebig höheren Temperatur (als der besagten „Siedetemperatur" im gewöhnlichen Sinne, von 100° Cels. od. dgl.) erzeugen; dieser Wasserdampf hat dann selbstverständlich auch eine höhere (als die „atmosphärische") Spannung. Temperatur und Spannung, zugleich aber auch die Dichte des Dampfes steigen nun bei weiterer Heizung und hiermit bewirkter Dampfbildung aus dem im Ueberschusse vorhandenen Wasser nach einem ganz bestimmten physikalischen Gesetze derart, dass ein solcher (mit tropfbarem Wasser in Berührung stehender) „gesättigter" Wasserdampf bei einer gewissen Temperatur eine ganz bestimmte Spannung und Dichte besitzt.

Diesen „gesättigten" Dampf kann man sich auch von dem tropfbaren Wasser räumlich abgesondert vorstellen und (mittels Dampfleitungen etc.) verschaffen; dann ist derselbe auch einen andern Zustand (als den gewissen Sättigungszustand) anzunehmen fähig; man kann nämlich denselben durch weitere Wärmezuführung „überhitzen", was sowohl bei ungeändertem Volumen bezw. bei ungeänderter Dichte (und zunehmender Spannung) als auch bei ungeänderter Spannung (und wachsendem Volumen bezw. bei abnehmender Dichte) möglich ist; der in dieser Weise „überhitzte" Wasserdampf besitzt sonach bei gewisser Dichte oder aber bei gewisser Spannung eine höhere Temperatur als im Sättigungszustande; in Berührung mit Wasser von dieser Temperatur wäre derselbe fähig, eine grössere Wassermenge in Dampfform aufzunehmen, um sich zu sättigen; der überhitzte Dampf kann sonach auch als „ungesättigt" bezeichnet werden. Man kann ferner dem gesättigten, vom Wasser abgeschlossenen Dampfe bei ungeänderter Temperatur ein Plus an Volumen darbieten, d. h. denselben ohne Arbeitsverrichtung expandieren lassen; derselbe hat in Folge dessen bei der gewissen Temperatur eine kleinere Spannung und eine kleinere Dichte, als im Sättigungszustande, das heisst, Spannung und Dichte entsprechen einer kleineren Sättigungstemperatur im Vergleiche mit seiner eigenen (höheren) Temperatur: der Dampf ist somit ebenfalls „überhitzt".

Die einzige Aenderung, die man mit dem gesättigten Wasserdampfe ohne Arbeitsverrichtung noch vornehmen könnte, wäre eine Verminderung seiner Temperatur, also eine Abkühlung desselben; dieselbe hätte unbedingt eine Condensation bei gleichzeitigem Sinken von Spannung und Dichte des übrig bleibenden Dampfes zur Folge, der vorher gesättigt gewesene Dampf büsset hiemit seinen gasförmigen Zustand (theilweise) ein, er wird zu einem Gemisch

von tropfbarem Wasser (sei es in Dunstform, sei es in Flüssigkeitsform) und von gasförmigem, jedenfalls gesättigtem (weil mit Wasser von seiner eigenen Temperatur in Berührung stehendem) Dampfe; das Gemisch selbst könnte man auch, jedoch uneigentlich, als „übersättigten" Dampf bezeichnen, — uneigentlich, weil dies nicht mehr (gasförmiger) Dampf, sondern eben ein Gemisch von Dampf und Wasser ist.

Aus dem Vorhergehenden geht unzweideutig hervor, dass der gesättigte Wasserdampf bei einer gewissen Temperatur das Maximum der Spannung und Dichte besitzt; Spannung und Dichte sind nämlich bei gleichbleibender Temperatur wohl einer Verminderung (durch Expansion ohne Arbeitsverrichtung), keineswegs aber einer Erhöhung fähig. Ebenso kann der gesättigte Wasserdampf (umgekehrt) dahin definiert werden, dass derselbe bei einer gewissen Spannung und zugehörigen Dichte das Minimum der Temperatur besitzt; die Temperatur ist nämlich bei gleichbleibender Spannung oder Dichte (durch Wärmezufuhr) wohl einer Vergrösserung, keineswegs aber einer Verminderung fähig.

Durch die als möglich bezeichneten Vorgänge entsteht „überhitzter" oder „ungesättigter" Wasserdampf, d. h. ein Dampf, welcher entweder bei einer gewissen Temperatur eine geringere Spannung und Dichte besitzt, als der gesättigte Dampf von dieser Temperatur, oder aber welcher (was eben dasselbe ist) bei einer gewissen Spannung oder Dichte eine höhere Temperatur besitzt, als der gesättigte Wasserdampf von dieser Spannung und Dichte.

Durch die als unmöglich bezeichneten Vorgänge entstünde ein Dampf von geringerer Temperatur als von jener des gesättigten Dampfes von gleicher Spannung, also gewissermassen ein „übersättigter" Dampf, — vielmehr ein (in Gasform) unmöglicher Dampf, nämlich ein Gemisch von (gasförmigem) Dampf und (tropfbarem) Wasser.

Ausser den bezeichneten Vorgängen sind Zustandsänderungen des gesättigten Wasserdampfes mit Arbeits-Verrichtung von Wichtigkeit, welche erst im dritten Kapitel dieses einleitenden Abschnittes meritorisch werden behandelt werden, gleichwohl aber wegen der Vollständigkeit als Erscheinungen schon hier angeführt werden sollen, wie folgt:

Wenn der gesättigte Wasserdampf durch Arbeitsverrichtung in einem wärmedicht gedachten Gefässe bis zu einer gewissen (erhöhten) Endspannung comprimiert wird, so steigt mit der Spannung auch seine Temperatur, und zwar wird diese letztere grösser als die Temperatur des gesättigten Wasserdampfes von jener gewissen Endspannung: der comprimierte Dampf ist überhitzt.

Wenn hingegen der gesättigte Dampf, einen äusseren Widerstand überwindend, also Arbeit verrichtend, in einem wärmedicht gedachten Gefässe bis zu einer gewissen (kleineren) Endspannung expandiert, so nimmt zugleich mit der Spannung auch seine Temperatur ab, und zwar wird die letztere kleiner, als die Temperatur des gesättigten Wasserdampfes von jener gewissen Endspannung: der mit Arbeitsverrichtung expandierende Dampf ist übersättigt, d. h. nebelig, er bildet (bei partieller Condensation) ein Gemisch von gesättigtem Dampf und tropfbarem Wasser in Dunstform.

Zur Compression: Uebersättigter Wasserdampf, d. h. ein Gemisch von Dampf und Wasser, kann durch Arbeitsverrichtung bis zur Entstehung gesättigten Wasserdampfes comprimiert werden und erst durch weiter getriebene Compression entsteht überhitzter Dampf.

Zur Expansion: Ueberhitzter Wasserdampf kann bis zu einer bestimmten Grenze, und zwar bis zur Entstehung gesättigten Dampfes, mit Arbeitsverrichtung expandieren, ohne dass eine Condensation eintritt, welche sich jedoch bei weiter getriebener Expansion sofort einstellen würde.

Als Folgerungen aus dem Vorhergehenden wäre noch, allerdings weniger selbstverständlich, anzuführen:

Aus „übersättigtem“ Dampfe, als einem Gemische von Dampf und Wasser kann durch Wärmezuführung und aus „überhitztem“ Dampfe durch Wärmeentziehung gesättigter Dampf entstehen.

Bei der Expansion des gesättigten Wasserdampfes mit Arbeitsverrichtung kann die partielle Condensation (Nebelbildung) durch eine entsprechende Wärmezuführung von aussen nach innen paralysiert und bezüglich der Dampfwirkung ein solcher Verlauf des Processes herbeigeführt werden, als ob der Dampf hierbei im gesättigten Zustande verharren würde; oder aber es kann (bei gesteigerter Erwärmung) die Expansionswirkung derart erhöht werden, als wenn die Temperatur des expandierenden Dampfes ungeändert (constant) bliebe.

Bei der Compression des gesättigten Wasserdampfes kann die Ueberhitzung desselben theilweise oder auch ganz durch gleichzeitige Wärmeentziehung (Wärmeabgabe nach aussen), d. i. durch Abkühlung, paralysiert werden.

§ 3.

Specifische Wärme und Wärmecapacität tropfbarer und gasförmiger Flüssigkeiten.

Unter der specifischen Wärme eines Körpers versteht man für die Gewichtseinheit desselben das Mass seiner Wärmeaufnahme im Verhältnisse zu der Temperaturzunahme. Nimmt man an, dass die Wärmeaufnahme (etwa innerhalb gewisser Temperaturgrenzen) mit der Temperaturzunahme gleichförmig vor sich geht, d. h. dass die aufgenommene Wärmemenge der Temperaturzunahme einfach proportional ist, so ist die specifische Wärme (innerhalb jener Grenzen) als eine constante Grösse zu betrachten, und als diejenige Wärmemenge zu bezeichnen, „welche der Gewichtseinheit des Körpers mitzutheilen ist, um die Temperatur desselben um einen Thermometergrad zu erhöhen“. In diesem gewöhnlichen Sinne ist der Begriff „specifische Wärme“ mit der hiermit definierten „Wärmecapacität“ identisch. (Anders ist die specifische Wärme, wie bereits angedeutet, der erste Differentialquotient der sogen. Flüssigkeitswärme in Beziehung auf die Temperatur, wovon der folgende Paragraph handelt.)

Für technische Berechnungen, bei denen man die Grösse der specifischen Wärme oder der Wärmecapicität numerisch benöthiget, ist die obige Annahme schlechterdings gestattet und die zugehörige vereinfachte Auffassung (Definition) der specifischen Wärme = Wärmecapacität genügend.

Bei den tropfbaren Flüssigkeiten geschieht die Wärmeaufnahme, insolange sie ihren Aggregatzustand nicht ändern, ohne eine namhafte Zunahme des Volumens, d. h. ohne Ueberwindung irgend eines äusseren Widerstandes, bezw. man kann von der unvermeidlichen Volumzunahme bei Beurtheilung der Wärmemenge völlig abstrahieren, es giebt daher bei diesen Flüssigkeiten nur einerlei specifische Wärme, nur einerlei Wärmecapacität.

Anders verhält es sich mit den gasförmigen Flüssigkeiten. Man kann nämlich dieselben

Erstens bei gleichbleibendem Volumen erwärmen, also bloss die lebendige Kraft der inneren Molecularbewegung vergrössern, wozu man pro Gewichtseinheit und einen Temperaturgrad eine Wärmemenge benöthiget, welche als Wärmecapacität für constantes Volumen — ohne Arbeitsverrichtung — zu bezeichnen ist, und auch „rationelle Wärmecapacität“ genannt wird; wir bezeichnen dieselbe gleich wie die einzig vorhandene Wärmecapacität tropfbarer Flüssigkeiten mit $\mathfrak{C}$. Man kann ferner

Zweitens die Erwärmung derart bewerkstelligen, dass vermöge der Expansivkraft des gasförmigen Körpers hiebei (etwa durch die Bewegung eines Kolbens) ein äusserer — sagen wir der Einfachheit wegen ein constanter Druck als Widerstand überwunden, somit ausser der inneren auch eine äussere Arbeit verrichtet wird. Die zu einer derartigen Erwärmung der Gewichtseinheit um einen Temperaturgrad erforderliche Wärmemenge, also die Wärmecapacität $\mathfrak{C}'$ für constanten Druck — mit Arbeitsverrichtung — wird im Vergleiche mit der obigen $\mathfrak{C}$ genau um diejenige Wärmemenge grösser sein müssen, welche der verrichteten äusseren Arbeit äquivalent ist. Diese äussere Arbeit wird sonach für die Gewichtseinheit durch den Ausdruck $k\,(\mathfrak{C}' - \mathfrak{C})$ der Grösse nach gegeben sein, von welcher Beziehung in dem folgenden 3. Kapitel dieses einleitenden Abschnittes Gebrauch gemacht wird.

§ 4.

Beurtheilung der zur Dampferzeugung erforderlichen Wärmemenge.

Um aus der Gewichtseinheit (1 Kgr.) Wasser von einer conventionell angenommenen Temperatur, als welche gemeiniglich die Eisschmelztemperatur, 0° nach Celsius, angenommen wird, gesättigten Dampf von der Temperatur t nach Celsius und zugehöriger Spannung P (als Druck pro Flächeneinheit) zu erzeugen, muss man dem Wasser eine Wärmemenge λ zuführen, welche die „Gesammtwärme“ des gesättigten Dampfes genannt wird, und zwar ist nach Regnault's Versuchen in metrischen Calorien

$$\lambda = 606{,}5 + 0{,}305\,t \quad . \quad . \quad . \quad \alpha.)$$

Diese „Gesammtwärme“ setzt sich naturgemäss aus zwei Antheilen zusammen, und zwar:

a) aus der „Flüssigkeitswärme“ q, als derjenigen Wärmemenge, welche erforderlich ist, um das Wasser (1 Kgr. von 0°) als Flüssigkeit (ohne Aenderung des Aggregatzustandes) auf die Temperatur t zu erwärmen;

b) aus der „Verdampfungswärme“ r, als derjenigen Wärmemenge, welche erforderlich ist, um 1 Kgr. Wasser von der Temperatur t entgegen dem constant gedachten äusseren Drucke P in gesättigten Dampf von derselben Temperatur t zu verwandeln. Die Verdampfungswärme nennt man auch (aus älterer Zeit) „latente“ oder „gebundene“ Wärme.

Nach Regnault's Versuchen ist die Flüssigkeitswärme des Wassers

$$q = t + 0{,}00002\,t^2 + 0{,}0000003\,t^3 \quad . \quad . \quad . \quad \beta.)$$

Es ist somit die zur Erwärmung einer Flüssigkeit, insbesondere auch des Wassers um t Temperaturgrade (von 0° auf t Grade) erforderliche Wärmemenge dieser Temperaturerhöhung nicht genau einfach proportional; für

technische Zwecke kann indess, namentlich bei mässigen Temperaturerhöhungen diese Proportionalität angenommen, bezw. q nahe $= t$ gesetzt werden*).

Gemäss dem Gesagten ergibt sich auf Grund von α) und β) die Verdampfungswärme

$$r = \lambda - q \quad . \quad . \quad . \quad \gamma.)$$

Um die weitere Vertheilung der obigen Wärmemenge zu ersehen, denken wir uns den Vorgang der Dampferzeugung nach Zeuner wie folgt:

Die zu verdampfende Gewichtseinheit (1 Kgr.) Wasser von 0° Cels. sei in einem Cylinder vom Querschnitte = der Flächeneinheit (1^{m^2}) durch einen Kolben dicht abgeschlossen, welcher genau den Druck P (Kgr.) auf die Kolbenfläche = 1 ausübt. Durch Wärmezuführung von aussen wird zunächst das Wasser auf die Temperatur t erwärmt und dabei die Wärmemenge q (Flüssigkeitswärme) verbraucht. Im weiteren Verfolge der Erwärmung wird sich gesättigter Dampf bilden und mit seiner (zu t gehörigen) Spannung P den Kolben heben, bis zuletzt das gesammte Wasser in (gesättigten) Dampf verwandelt ist. Die während der Hebung des Kolbens (d. i. während der Dampfbildung) verbrauchte Wärmemenge ist eben die Verdampfungswärme r (alias „latente" oder „gebundene" Wärme).

Bei diesem Vorgange der Dampfbildung verrichtet der Dampf eine äussere Arbeit, indem er den constanten Kolbendruck P während eines bestimmten Weges überwindet. Bezeichnet w das Volumen des zu verdampfenden Wassers, diesfalls (da 1 Kgr. Wasser vorhanden) das specifische Wasservolumen, und in gleicher Weise v das Volumen des entstandenen Wasserdampfes, diesfalls das specifische Dampfvolumen, so ist (da die Kolbenfläche = 1) w zugleich der Kolbenabstand vom Cylinderboden vor Beginn der Verdampfung und v der Kolbenabstand am Ende der Verdampfung, sonach $v - w$ der während der Verdampfung zurückgelegte Kolbenweg und $P(v - w)$ die Grösse der verrichteten äusseren Arbeit. Setzen wir die Differenz der specifischen Volumen (einerseits des gesättigten Dampfes, andererseits des Wassers, aus welchem der Dampf entstanden)

$$v - w = u \quad . \quad . \quad . \quad \delta.)$$

---

*) Das Wachsthums-Verhältniss der Flüssigkeitswärme q in Beziehung auf die Temperatur t, also die Intensität der Wärmeaufnahme, wurde im Vorhergehenden als „specifische Wärme" definiert und (für tropfbare Flüssigkeiten) mit $\mathfrak{C}$ bezeichnet, diesem gemäss ist nunmehr die specifische Wärme des Wassers in Calorien:

$$\mathfrak{C} = \frac{dq}{dt} = 1 + 0{,}00004\, t + 0{,}0000009\, t^2.$$

Für $t = 0$ wird $\mathfrak{C} = 1$; d. h. die specifische Wärme des Wassers beträgt für $t = 0$ genau die Einheit. Dies will sagen: von $t = 0$ angefangen, würde die Wärmeaufnahme mit der Temperaturzunahme numerisch übereinstimmen, wenn die Intensität der Wärmeaufnahme ungeändert bliebe, d. h. wenn daselbst die Wärmecurve (mit t als Abcissen und q als Ordinaten) in ihre geometrische Tangente übergehen würde.

Für anderweitige (von $t = 0$ verschiedene), jedoch nicht sehr grosse Werthe von t kann man (wegen der Kleinheit der numerischen Coëfficienten) das 2. und 3. Glied des obigen Ausdruckes gegen das 1. Glied vernachlässigen, und man erhält formell wie vordem, jedoch von anderem Gesichtspunkte (nämlich vordem für $t = 0$, hier für beliebige, jedoch nicht zu grosse Werthe von t):

$\mathfrak{C}$ nahe $= 1$, und wegen $\frac{dq}{dt} = \mathfrak{C}$ weiters $q = \int_0^t \mathfrak{C}\, dt$ nahe $= \mathfrak{C}\, t$; das heisst: mit einer (besonders für technische Zwecke gestatteten) Vernachlässigung, welche bei mässigen Temperaturerhöhungen nicht sehr ins Gewicht fällt, kann man annehmen, dass die Flüssigkeitswärme des Wassers der Temperatur (oder vielmehr der Temperaturerhöhung von Null-Grad an) einfach und direct proportional ist. Alsdann beträgt die von der Flüssigkeit für jeden Grad der Temperaturerhöhung aufgenommene Wärmemenge (Warmecapacität) genau die Grösse $\mathfrak{C}$, d. h. die „specifische Wärme" wird mit der „Wärmecapacität" identisch. Man beachte überhaupt, dass „Wärmecapacität" die Differenz zweier Wärmemengen (der Wärmemenge q für $t = m$ und jener für $t = m + 1$), „specifische Wärme" hingegen der Differentialquotient von q in Bezug auf t ist. Wärmecapacität ist eine physikalische Experimental-Grösse, specifische Wärme hingegen eine rein mathematische Grösse. Für die obige technisch gestattete Annahme (Vernachlässigung) fliessen aber diese beiden Begriffe zusammen.

so ist die verrichtete äussere Arbeit $P(v - w) = Pu$ und die dieser Arbeit äquivalente bezw. die auf die Verrichtung derselben verwendete Wärmemenge

$$\varepsilon = \frac{Pu}{k} = APu \quad . \quad . \quad . \; \varepsilon.)$$

wobei nach Vorhergegangenem k das mechanische Wärmeäquivalent und $A = \frac{1}{k}$ das calorische Arbeitsäquivalent bezeichnet.

Die auf die Verrichtung der äusseren Arbeit verwendete Wärmemenge $\varepsilon = APu$ bildet einen Antheil der Verdampfungswärme (latenten Wärme) und heisst insbesondere „äussere Verdampfungswärme“ (äussere latente Wärme), der übrige Antheil der Verdampfungswärme r wird insbesondere „innere Verdampfungswärme“ (innere latente Wärme) genannt und mit ϱ bezeichnet. Es ist somit

$$r = \varrho + \varepsilon = \varrho + APu \quad . \quad . \quad . \; \zeta.)$$

Hiebei kann nach Zeuner mit hinreichender Genauigkeit gesetzt werden

$$\varrho = 575{,}40 - 0{,}791\, t \quad . \quad . \quad . \; \eta.)$$

Es ist somit gemäss ζ)

$$\varepsilon = APu = r - \varrho \quad . \quad . \quad . \; \vartheta.)$$

wobei r mittelst γ) und ϱ mittelst η) (in Abhängigkeit von t) bestimmt ist.

Die bei der Verdampfung mit zu entwickelnde, der äusseren Arbeit entsprechende äussere Verdampfungswärme $\varepsilon = APu$ verschwindet nach erfolgter Verdampfung als Wärme, — sie wird eben in Arbeit umgesetzt, und es bleibt, als dem Dampfe eigenthümlich, eine Wärmemenge

$$J = q + \varrho \quad . \quad . \quad . \; \iota.)$$

(also die Summe aus der Flüssigkeitswärme q und der inneren Verdampfungs- oder inneren latenten Wärme ϱ) zurück, welche nach Zeuner „Dampfwärme“ genannt wird. Anders erklärt sich diese „Dampfwärme“ J auch als diejenige Wärmemenge, welche von der zur Verdampfung verwendeten „Gesammtwärme“ nach Umsetzung eines Antheiles derselben (ε) in äussere Arbeit übrig bleibt; d. h. es ist auch:

$$J = \lambda - \varepsilon = \lambda - APu \quad . \quad . \quad . \; \iota'.)$$

Die zur Erzeugung von gesättigtem Dampf von der Temperatur t und zugehöriger Spannung P aus 1 Kgr. Wasser von 0° Celsius erforderliche Gesammtwärme λ setzt sich somit nach dem folgenden Schema zusammen:

$$\lambda$$
$$q + \quad r$$
$$\varrho + \varepsilon$$
$$J$$
$$\lambda$$

In Worten lautet dieses Schema:

Gesammtwärme

Flüssigkeitswärme + Verdampfungswärme

innere Verdpfw. + äussere Verdpfw.

Dampfwärme

Gesammtwärme

Die mittelst ϑ.) für beliebige Dampftemperaturen t zu bestimmenden Werthe von

$$\varepsilon = A\ Pu = r - \varrho = \lambda - q - \varrho$$

kann man weiters dazu benützen, um hieraus für beliebige t und zugehörige Spannungen P zuvörderst die Grösse

$$u = \frac{\varepsilon}{A\,P} = \frac{k\,\varepsilon}{P} \quad . \quad . \quad . \quad \varkappa.)$$

zu berechnen.*) Hierbei ist gemäss δ) die Grösse $u = v - w$, wobei v das Volumen von 1 Kgr. Dampf (specif. Dampf-Volumen), sowie w das Volumen von 1 Kgr. Wasser (von der Temperatur t) bezeichnet, welches letztere (da mit der Temperatur nur sehr wenig veränderlich) hinreichend annähernd $= 0{,}001\ m^3$ (= 1 Liter) gesetzt werden kann; es ist somit das specifische Volumen des gesättigten Wasserdampfes:

$$v = u + 0{,}001 \quad . \quad . \quad . \quad \lambda.)$$

Hieraus folgt das specifische Gewicht (von 1 Cub.-Met. in Kgr.) dieses Dampfes

$$\sigma = \frac{1}{v} \quad . \quad . \quad . \quad \lambda'.)$$

Aus den nach dem Vorhergehenden zu ermittelnden Werthen von ϱ und u ergibt sich der bei theoretischen Untersuchungen des Verhaltens gesättigter Wasserdämpfe benöthigte Quotient

$$\frac{\varrho}{u} \quad . \quad . \quad . \quad \mu.)$$

welcher (da u von dem specif. Dampfvolumen v nur um 0,001 verschieden ist) annähernd die innere Verdampfungswärme (innere latente Wärme) pro 1 Cub.-Met. Dampf angibt.

§ 5.

Ueber die Tabellen für gesättigte Wasserdämpfe von Zeuner und Fliegner.

Ueber die im vorhergehenden Paragraph behandelten Wärmemengen, welche zur Erzeugung von gesättigtem Dampfe von bestimmter Spannung und zugehöriger Temperatur erforderlich sind, so wie über die zugehörigen Werthe des specifischen Volumens und des specifischen Gewichtes wurde zuerst von Zeuner eine ausführliche, für alle einschlägigen Rechnungen ebenso wichtige,

*) Für die Grösse $A\ Pu$ gilt ausserdem nach Grashof-Zeuner die theoretische Formel

$$A\ Pu = \frac{Pr}{T\,\frac{dP}{dt}}$$

auf deren Ableitung, als der weiteren mechanischen Wärmetheorie angehörig, hier nicht eingegangen werden kann; hierin ist $T = 273 + t$ die sog. absolute Temperatur, von welcher im 3. Kapitel dieses einleitenden Abschnittes die Rede sein wird; man sieht, dass $d\,T = d\,t$ ist. Fliegner rechnete in seiner Dampftabelle (wovon später) die Grösse $A\ Pu$ mittelst eben dieser Formel und bestimmte die hierin vorkommende Grösse $\frac{dP}{P\,dT}$ nach den betreffenden Formeln von Zeuner; hierauf ergab sich mittelst ζ)

$$\varrho = r - A\ Pu$$

(vergleichbar mit Zeuner's empirischer Formel für ϱ, welche unter η angeführt ist).

als für den Gebrauch bequeme „Tabelle für gesättigte Wasserdämpfe“ berechnet und in seinen „Grundzügen der mechanischen Wärmetheorie“ niedergelegt, woher sie sodann in verschiedene andere Bücher und Schriften und selbstverständlich auch in das einschlägige neue Zeuner'sche Werk „Technische Thermodynamik“ (1890) überging. In dieser Tabelle, aus welcher hier bloss ein Auszug (die Zeilen betreffend) beigeschlossen ist, sind die Dampfspannungen p (erste Spalte) in Atmosphären nach der älteren Annahme des atmosphärischen Druckes ($\mathfrak{A} = 10333$ Kgr. pro m², entsprechend dem Quecksilberbarometerstande von 760 mm) ausgedrückt, so dass (in der dritten Spalte) der Flächeneinheitsdruck $P = 10333\,p$ erscheint. Hierauf folgt (in der vierten Spalte) die nach Regnault interpolierte Dampftemperatur t nach Celsius und sodann die von t und P abhängigen Componenten q, ϱ, s der Gesammtwärme nebst den Grössen u, $\frac{\varrho}{u}$ und σ nach den in § 4 enthaltenen Formeln; hierbei wurde das mechanische Wärmeäquivalent $k = \frac{1}{A} = 424$ mkg angenommen.

Nach der Einführung der „neuen“ (metrischen) Atmosphäre in die Dampfmaschinenberechnung wurde die Zeuner'sche Dampftabelle von Fliegner für diese neue Annahme des atmosph. Druckes ($\mathfrak{A} = 10000$ Kgr. pro m², also eine Atmosph. = 1 Kgr. pro cm², entsprechend dem Drucke einer Quecksilbersäule von 735,51 mm) umgerechnet und in der Zeitschrift „Der Civil-Ingenieur“ N. F. 20. Band (1874) veröffentlicht. Diese Fliegner'sche „Tabelle für gesättigte Wasserdämpfe“ wurde auch in die erste Auflage dieses Buches aufgenommen und befindet sich vollständig in dem gegenwärtigen „Anhange“ zu dem Practischen Theile S. 180 bis 183.

Fliegner's Tabelle weicht indess von der ursprünglichen Zeuner'schen nicht bloss in Betreff der geänderten Annahme des atmosphärischen Druckes, sondern auch — in den diesbezüglich beeinflussten Spalten — insofern ab, dass bei Berechnung derselben das mechanische Wärmeäquivalent $k = \frac{1}{A}$ nicht mit dem ursprünglichen Werthe = 424 mkg, sondern (in Folge der eben zuvor veröffentlichten Regnault'schen Beobachtungen und Versuche über Schallgeschwindigkeit und solcher über Compression der Gase, welche die sehr gut übereinstimmenden Werthe $k = \frac{1}{A} = 436{,}1$ und $435{,}75$ ergaben) mit dem abgerundeten Werthe $k = \frac{1}{A} = 436$ mkg in Betracht gezogen wurde.

Seitdem hat man diesen erhöhten Regnault'schen Werth als übermässig gross wieder aufgegeben und kehrte, wie bereits früher erwähnt wurde, zu dem ursprünglichen Joule'schen Werthe,

$$k = \frac{1}{A} = 424 \text{ mkg}$$

als dem plausibleren zurück.

Dieser Umstand erforderte eine neuerliche Umrechnung derjenigen Spalten der Fliegner'schen Dampftabelle, in welchen der numerische Werth von $k = \frac{1}{A}$ zur Geltung kommt. Die hiernach modificierte Fliegner'sche Dampftabelle erschien eben am Schlusse von Zeuner's „Technischer Thermodynamik“ als

„Zweite Haupttabelle für Wasserdämpfe“ mit der Bemerkung, dass die (gegen Fliegner) geänderten Spalten von Ingenieur Connert berechnet wurden*).

Diese neue Tabelle wurde unter dem Titel: „Fliegner-Connert's Tabelle für gesättigte Wasserdämpfe mit $\frac{1}{A} = 424$“ (als zweite Tabelle) in den Anhang zu dem Practischen Theile S. 184 u. 185, und zwar in der ganzen Ausdehnung (mit Wiedergabe der ursprünglich Fliegner'schen, ungeändert gebliebenen Spalten) aufgenommen. In den beiden hier aufgenommenen Tabellen sind zu den Originalspalten hinzugekommen: die Temperatur nach Fahrenheit, die Gesammtwärme λ und das specifische Volumen v.

Note. Schliesslich sind noch die zwei letzten mit τ und $\frac{r}{T}$ überschriebenen Spalten der Fliegner'schen Tabelle zu erwähnen, welche in der ursprünglichen Zeuner'schen Tabelle nicht vorhanden sind. Diese beiden Grössen τ und $\frac{r}{T}$ sind in der weitern mechanischen Wärmetheorie bei der genauen Berechnung der adiabatischen Curve nothwendig. Zuvörderst ist $\frac{r}{T}$ die auf 1 Grad der absoluten Temperatur ($T = 273 + t$) entfallende Gesammtverdampfungswärme (latente Wärme) und ergab sich durch die Division zweier bereits bestimmter Grössen. Ferner ist nach Zeuner:

$$\tau = \int^t \frac{dq}{T} = \int \frac{\mathfrak{C}\, dt}{T}$$

wobei (auch gemäss Vorhergehendem) die specifische Wärme nach Regnault:

$$\mathfrak{C} = 1 + 0{,}00004\, t + 0{,}0000009\, t^2.$$

Hiernach bestimmt sich das obige Integral (mit $T = 273 + t$)

$$\tau = 2{,}4318893 \text{ log. vulg. } T - 0{,}0002057\, t - 0{,}00000045\, t^2 - 5{,}924478$$

wonach Fliegner die vorletzte Spalte seiner Dampftabelle berechnete.

Selbstverständlich sind für die Dampfmaschinen-Berechnung nach der „neuen“ (metrischen) Atmosphäre die beiden Fliegner'schen Tabellen (Anhang zu dem Practischen Theile), und nunmehr ist insbesondere die zweite (Fliegner-Connert'sche) Tabelle mit $\frac{1}{A} = 424$ zu benutzen.

Der hier angeschlossene „Auszug aus Zeuner's ursprünglicher Tabelle“ mag zu etwaigen Vergleichen dienen und eventuell benutzt werden, wenn für die Beurtheilung der Dampfspannung die ältere Annahme des Atmosphärendruckes ($\mathfrak{A} = 10333$ Kgr. pro m²) in Betracht zu ziehen wäre.

*) Es wurde hienach mit Zeuner's Formel η): $\varrho = 575{,}40 - 0{,}791\, t$ und sodann $A Pu = \lambda - q - \varrho$ (bei ungeändertem λ und q) berechnet (während Fliegner für seine erste Tabelle, wie bereits auf S. 11 unten bemerkt wurde, die Grösse $A Pu$ nach der theoretischen Formel $A Pu = \frac{Pr}{T \frac{dP}{dt}}$ rechnete und hieraus $\varrho = r - A Pu$ folgerte). Aus den Werthen von $A Pu$ wurde u nebst $\frac{\varrho}{u}$ und schliesslich v nebst $\sigma = \frac{1}{v}$ mit $A = \frac{1}{424}$ ermittelt.

Auszug aus Zeuner's ursprünglicher Tabelle für gesättigte Wasserdämpfe (mit $\frac{1}{A} = 424$)

für die ältere Annahme der Atmosphäre (1 0333 Kgr. pro cm², d. i. 760 mm Quecksilbersäule).

Dampfspannung			Temperatur (Celsius) t (Regnault)	Flüssigkeitswärme q (Regnault)	Verdampfungswärme (latente Wärme)		$u = v - 0{,}001$	$\frac{\varrho}{u}$	Specif. Gewicht $\sigma = \frac{1}{v}$ Kgr. pro Cub.-Met.
Atmosphären p (alt)	Millim. Quecksilbersäule	Kilogr. pro Qu.-Meter P			innere ϱ	äussere APu			
0,1	76	1033.3	46,21	46,282	538,848	35,464	14,552	37,029	0,0687
0,2	152	2066,6	60,45	60,589	527,584	36,764	7,5428	69,945	0,1326
0,3	228	3099,9	69,49	69,687	520,433	37,574	5,1393	101,27	0,1945
0,4	304	4133,2	76,25	76,499	515,086	38,171	3,9157	131,54	0,2553
0,5	380	5166,5	81,71	82,017	510,767	38,637	3,1708	161,08	0,3153
0,6	456	6199,8	86,32	86,662	507,121	39,045	2,6703	189,91	0,3743
0,7	532	7233,1	90,32	90,704	503,957	39,387	2,3088	218,28	0,4329
0,8	608	8266,4	93.88	94,304	501,141	39,688	2,0357	246,18	0,4910
0,9	684	9299,7	97,08	97,543	498,610	39,957	1,8218	273,69	0,5486
1,0	760	10333,0	100,00	100,500	496,300	40,200	1,6495	300,88	0,6059
1,2	912	12399,6	105,17	105,740	492,210	40,626	1,3892	354,31	0,7193
1,4	1064	14466,2	109.68	110,316	488,643	40,993	1,2015	406,69	0,8316
1,6	1216	16532,8	113,69	114,389	485,471	41,315	1,0596	458,16	0,9429
1,8	1368	18599,4	117,30	118,059	482,616	41,602	0,9484	508,87	1,0533
2,0	1520	20666,0	120,60	121,417	480,005	41,861	0,8589	558,86	1,1629
2,2	1672	22732,6	123,64	124,513	477,601	42,096	0,7852	608,25	1,2719
2,4	1824	24799,2	126,46	127,386	475,370	42,314	0,7235	657,04	1,3803
2,6	1976	26865,8	129,10	130,079	473,282	42,515	0,6710	705,34	1,4881
2,8	2128	28932,4	131,57	132,599	471,328	42,702	0,6258	753,16	1,5954
3,0	2280	30999,0	133,91	134,989	469,477	42,876	0,5865	800.47	1,7021
3,2	2432	33065,6	136,12	137,247	467,729	43,040	0,5519	847,49	1,8086
3,4	2584	35132,2	138,23	139,404	466,060	43,196	0,5213	894,03	1,9147
3,6	2736	37198,8	140,23	141.450	464,478	43,342	0,4940	940,24	2,0203
3,8	2888	39265,4	142,15	143,416	462,959	43,480	0,4695	986,07	2,1255
4,0	3040	41332,0	144,00	145,310	461,496	43,614	0,4474	1031,6	2,2303
4,5	3420	46498,5	148,29	149,708	458,103	43,918	0,4004	1144,0	2,4911
5,0	3800	51665,0	152,22	153,741	454,994	44,192	0,3626	1254,7	2,7500
5,5	4180	56831,5	155,85	157,471	452,123	44,441	0,3315	1363,8	3,0073
6,0	4560	61998,0	159,22	160,938	449,457	44,667	0,3054	1471,5	3.2632
6,5	4940	67164,5	162,37	164,181	446,965	44,876	0,2833	1577,9	3.5178
7,0	5320	72331,0	165,34	167,243	444,616	45,070	0,2642	1683,0	3,7711
7,5	5700	77497,5	168,15	170,142	442,393	45,250	0,2475	1787,1	4,0234
8,0	6080	82664.0	170,81	172,888	440,289	45,420	0,2329	1890,1	4,2745
8,5	6460	87830,5	173,35	175,514	438,280	45,578	0,2200	1992,1	4,5248
9,0	6840	92997,0	175,77	178,017	436,366	45,727	0,2085	2093,3	4,7741
9,5	7220	98163,5	178,08	180,408	434,539	45,868	0,1981	2193,5	5,0226
10	7600	103330	180,31	182,719	432,775	46,001	0,1887	2293,0	5,2704
11	8360	113663	184,50	187,065	429,460	46,247	0,1725	2489,5	5,7636
12	9120	123996	188,41	191,126	426,368	46,471	0,1589	2683.4	6,2543
13	9880	134329	192,08	194,944	423,465	46,676	0,1473	2874,5	6,7424
14	10640	144662	195,53	198,537	420,736	46,864	0,1373	3063,4	7,2283

Note. Für die Dampfmaschinenberechnung nach der neuen (metrischen) Atmosphäre (1 Kgr. pro cm²) ist anstatt dieser die Fliegner-Connert'sche Dampftabelle (Anhang zum Pract. Theile Seite 184 u. 185) zu benützen.

2. KAPITEL.

Darstellung der Dampfvertheilung.

§ 6.

Vorbemerkung über die Dampfvertheilung.

Aus der Anforderung, dass bei einer jeden Dampfmaschine bei Beginn des Kolbenhubes der Dampfkanal auf der Antriebs-(Admissions-)Seite für die Einströmung bereits eröffnet sei, folgt als Nothwendigkeit die Vor-Einströmung. d. h. der Eintritt des Gegendampfes vor Beendigung des unmittelbar vorangehenden Kolbenhubes.

Aus der (noch wichtigeren) Anforderung, dass beim Hubbeginn der Dampfkanal auf der Emissions-Seite für die Ausströmung bereits eröffnet sei, folgt als Nothwendigkeit die Vor-Ausströmung, d. h. der Austritt des beim vorangehenden Hube wirksam gewesenen Dampfes vor Beendigung dieses Hubes.

Da aber auf einer und derselben Seite des Kolbens die gleichzeitige Communication mit der Dampfkammer einerseits und mit dem Emissionsrohr andererseits absolut unstatthaft wäre, so muss auf der Admissions-Seite der Vor-Ausströmung nothwendiger Weise die Absperrung vorausgehen und hiermit Expansion eingeleitet werden; und ebenso muss auf der Emissions-Seite der Vor-Einströmung nothwendiger Weise die Absperrung vorausgehen und hiermit Compression eingeleitet werden.

Hiernach finden bei einer jeden correcten Dampfmaschine während eines einzelnen Kolbenhubes nothwendiger Weise die folgenden Erscheinungen Statt:

Auf der Admissions-Seite (hinter dem Kolben)	Auf der Emissions-Seite (vor dem Kolben)
a) Einströmung (Admission)	a') Ausströmung (Emission)
Absperrung ——	
b) Expansion	—— Absperrung
	c) Compression
Eröffnung ——	
d) Vor-Ausströmung	—— Eröffnung
	e) Vor-Einströmung.

Aus ökonomischen Rücksichten wird seit jeher die Absperrung hinter dem Kolben (also der Beginn der Expansion) und in neuerer Zeit mit Recht auch die Absperrung vor dem Kolben (also der Beginn der Compression) bedeutend früher eingeleitet, als es vermöge der obigen Anforderungen allein erforderlich wäre.

Die angegebene Dampfvertheilung kann ebensowohl durch Steuerungs-Ventile, wie durch Schieber bewerkstelligt werden. Als Hauptrepräsentant der Steuerungsorgane kann der durch ein Kreisexcenter bethätigte Vertheilungsschieber (einfach oder getheilt) — mit entsprechendem Voreilen, bei äusserer und innerer Deckung — angesehen werden, welcher nach Belieben durch vier Steuerventile (zwei Einlass- und zwei Auslass-Ventile) zu ersetzen ist.

Ob die Absperrung des Admissionsdampfes, also der Beginn der Expansion behufs Erzielung des gewünschten Expansionsgrades (bezw. der gewünschten Füllung) durch ein besonderes Steuerorgan (Expansionsschieber, Expansionsventil) oder aber durch das betreffende Einlassorgan (Einlassschieber, Einlassventil) selbst bewerkstelligt wird, ist für die Beurtheilung der Dampfwirkung gleichgiltig.

§ 7.

Analytische Darstellung der Dampfvertheilung bei einfachem Vertheilungsexcenter.

Es bezeichne für irgend eine Kurbeldampfmaschine, deren Vertheilungsschieber durch ein Kreisexcenter bethätigt wird

Figur 1.

l den Kolbenhub, also

$^1/_2\, l$ die Kurbellänge;

l_x den Kolbenweg, als Entfernung des Kolbens von seiner äussersten (dem sogenannten todten Punkte entsprechenden) Lage nach einem aus der todten Lage zurückgelegten Kurbelwinkel w;

l_1, l_2, l_3, l_4 zu w_1, w_2, w_3, w_4 gehörige Specialwerthe von l_x und w, welche im Nachfolgenden (unter 1, 2, 3, 4, S. 18) definiert werden;

ϱ den halben Schieberhub, und bei Voraussetzung der directen Bethätigung der Schieberstange seitens der Excenterstange zugleich die Excentricität des Vertheilungsexcenters;

δ den Voreilwinkel dieses Excenters, also den Winkel, den die Excenterrichtung bei der todten Kurbellage mit der Normalen zum Schieberspiegel oder zur Schubrichtung bildet;

e die äussere Deckung und

i die innere Deckung des Vertheilungsschiebers;

ξ den mit l_x gleichzeitigen Schieberweg, aufgefasst als Entfernung des Schiebers von seiner Mittellage, und im Sinne der Kolbenbewegung als positiv angenommen;

v_e das lineare äussere Voreilen, d. i. die anfängliche Dampfkanaleröffnung auf der Admissionsseite (hinter dem Kolben);

v_i das lineare innere Voreilen, d. i. die anfängliche Dampfkanaleröffnung auf der Emissionsseite (vor dem Kolben).

Es sei ferner in Fig. 1

OK_0 die sog. todte Kurbellage, als anfängliche Lage für die Betrachtung eines einfachen Kolbenhubes von links nach rechts;

OE_0 die zugehörige anfängliche Lage des Vertheilungsexcenters;

OK die Kurbellage für irgend einen in der Pfeilrichtung zurückgelegten Kurbelwinkel w;

OE die zugehörige Excenterlage;

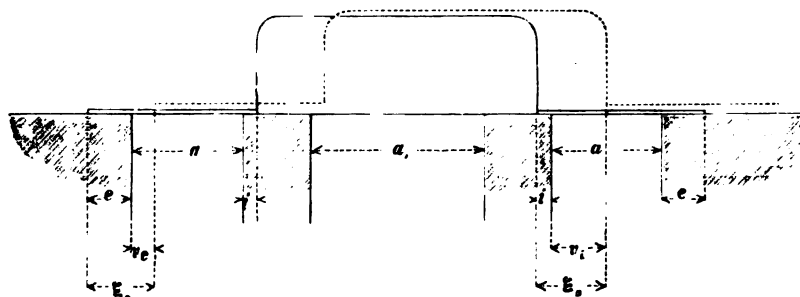
dann ist allgemein, und aus Fig. 1 leicht ersichtlich, wenn man von der endlichen Länge der Excenter- und Schubstange gestattetermassen absieht (zugleich im Mittel des Hin- und Herganges bei beliebiger Stangenlänge):

$$\left.\begin{aligned} l_x &= {}^1/_2\, l\,(1-\cos w) \\ \xi &= \varrho \sin (w+\delta) \end{aligned}\right\} \quad . \; . \quad 1)$$

Das Coëxistierenlassen dieser beiden Gleichungen in Bezug auf w führt zu der Bestimmung der gleichzeitigen Werthe von l_x und ξ, beziehungsweise zu der Kenntniss der gleichzeitigen Kolben- und Schieberstellungen auf analytischem Wege.

Es sind zunächst die anfänglichen Werthe dieser beiden Grössen (für $w = 0$)

$$\left.\begin{aligned} l_o &= 0 \\ \xi_o &= \varrho \sin \delta \end{aligned}\right\} \quad . \; . \quad 1^1)$$



Figur 2.

Mit Rücksicht auf Fig. 2, in welcher der Schieber in der Mittellage skizziert und die anfängliche Lage desselben (für die Kolbenbewegung nach rechts) punktiert ist, setzt sich der anfängliche Schieberweg $\xi_o = \varrho \sin \delta$ auf der Admissionsseite (links) aus e und v_e, auf der Emissionsseite (rechts) hingegen aus i und v_i zusammen, d. h. man hat

$$\left.\begin{aligned} \xi_o = \varrho \sin \delta = e + v_e &= i + v_i \\ \text{somit} \quad v_e &= \varrho \sin \delta - e \\ \text{und} \quad v_i &= \varrho \sin \delta - i \end{aligned}\right\} \quad . \ . \ 2)$$

Der Schieber bewegt sich aus seiner anfänglichen Lage zunächst gleichsinnig mit dem Kolben (nach rechts) und sodann, nachdem die Excentricität die Richtung OK_o' (Fig. 1) passiert hat, der Kolbenbewegung entgegengesetzt (nach links). — Im weiteren Verfolge sind die nachfolgenden zusammengehörigen Werthe von ξ und l_x von Bedeutung und für die Dampfvertheilung massgebend:

1. Der Schieberweg $\xi = e$, bei welchem die Absperrung des Admissionsdampfes hinter dem Kolben (links) stattfindet und die Expansion beginnt; wir bezeichnen den gleichzeitig zugehörigen Kurbelwinkel mit w_1 und den Kolbenweg mit l_1, wonach für die Absperrung hinter dem Kolben die Beziehungen bestehen:

$$\left.\begin{aligned} \varrho \sin (w_1 + \delta) &= e \\ l_1 &= {}^1/_2\, l\, (1 - \cos w_1) \end{aligned}\right\} \quad . \ . \ 3)$$

Aus der ersten Gleichung ergibt sich bei gegebener Einrichtung des Schiebers und seines Excenters der Kurbelwinkel w_1, aus der zweiten sodann der Kolbenweg l_1.

2. Der Schieberweg $\xi = i$, bei welchem die Absperrung auf der Emissionsseite (vor oder rechts von dem Kolben) stattfindet, und die Compression beginnt.

Der gleichzeitig zugehörige Kurbelwinkel w_2 und Kolbenweg l_2 ergibt sich aus:

$$\left.\begin{aligned} \varrho \sin (w_2 + \delta) &= i \\ l_2 &= {}^1/_2\, l\, (1 - \cos w_2) \end{aligned}\right\} \quad . \ . \ 4)$$

3. Der Schieberweg $\xi = -i$, bei welchem die Kanaleröffnung hinter dem Kolben stattfindet, und der Austritt des (expandierten) Hinterdampfes in den Emissionskanal (Vor-Ausströmung) beginnt. Der zugehörige Kurbelwinkel w_3 und Kolbenweg l_3 bestimmt sich aus:

$$\left.\begin{aligned} \varrho \sin (w_3 + \delta) &= -i \\ l_3 &= {}^1/_2\, l\, (1 - \cos w_3) \end{aligned}\right\} \quad . \ . \ 5)$$

4. Der Schieberweg $\xi = -e$, bei welchem die Kanaleröffnung vor dem Kolben stattfindet und die Gegendampfperiode (Vor-Einströmung) beginnt. Der zugehörige Kurbelwinkel w_4 und Kolbenweg l_4 ergibt sich aus:

$$\left.\begin{aligned} \varrho \sin (w_4 + \delta) &= -e \\ l_4 &= {}^1/_2\, l\, (1 - \cos w_4) \end{aligned}\right\} \quad . \ . \ 6)$$

Zuletzt erreicht der Schieberweg den Werth

$$\xi = -(e + v_e) = -(i + v_i) = -\varrho \sin \delta$$

welcher dem anfänglichen ζ_o (Glchg. 2) numerisch gleich, doch dem Zeichen nach entgegengesetzt ist; das Excenter ist in der Lage OE_o' (Fig. 1), hat sonach einen

Winkel von 180° zurückgelegt; der Kolbenhub ist beendet und der Schieber für den Beginn des nachfolgenden Kolbenhubes gestellt*).

§ 8.

Graphische Darstellung der Dampfvertheilung durch den Vertheilungs-Schieber bei einfachem Vertheilungs-Excenter.

Das im Vorstehenden mitgetheilte analytische Verfahren bei Untersuchung der Dampfvertheilung durch den Vertheilungsschieber kann durch das graphische Verfahren controliert, und wenn es sich um eine sonderliche Genauigkeit nicht handelt, auch ganz ersetzt werden. Es handelt sich hierbei um die Darstellung und Discussion der unter 1 (S. 17) entwickelten allgemeinen Beziehungen

$$l_x = {}^1/_2\, l\ (1 - \cos w)$$
$$\xi = \varrho \sin (w + \delta)$$

diesmal auf dem graphischen Wege.

Da die erstere dieser Gleichungen lediglich nur dazu dient, um aus einem zurückgelegten Kurbelwinkel w auf den zugehörigen Kolbenweg l_x oder umgekehrt zu schliessen, — welcher Schluss durch die Ziehung der projecierenden Senkrechten KP in Fig. 1 verwirklicht wird, so genügt es, eine dieser Variablen festzuhalten, und wenn wir hierzu w wählen, so erübrigt nur die zweite der obigen Gleichungen

$$\xi = \varrho \sin (w + \delta) \quad . \quad . \quad 7)$$

für die graphische Darstellung in Betracht zu ziehen.

Diese Gleichung ist nun für bestimmte Werthe von ϱ und δ, für w als Polarwinkel und ξ als Fahrstrahl, die Polargleichung eines Kreises, dessen Mittelpunkt die Coordinaten

$${}^1/_2\, \varrho \sin \delta \text{ nach } x$$
$$\text{und } {}^1/_2\, \varrho \cos \delta \text{ nach } y$$

besitzt, dessen Halbmesser aber $= {}^1/_2\, \varrho$ ist.

Man erhält denselben, indem man gemäss Fig. 3 für die Kurbelbewegung aus der todten Lage OK_o in der Pfeilrichtung

$$OY \perp OX$$
$$\text{Winkel } YOC = \delta$$

macht (also denselben von OY nach links aufträgt, während er in der Wirklichkeit rechts von OY erscheinen würde), und über $OC = \varrho$ als Durchmesser den Kreis zieht (Zeuner's Schieberkreis).

Für die beliebig gezogene Kurbelrichtung OK, d. h. für einen beliebigen in der Pfeilrichtung aus OK_o beschriebenen Kurbelwinkel $K_o\, OK = w$ als Polarwinkel des Systems, hat man in dem hierdurch entstehenden Dreiecke ODC in welchem bei C ein Winkel $= w + \delta$ entsteht, den Fahrstrahl

$$OD = \varrho \sin (w + \delta) = \xi$$

entsprechend der Glchg. 7.

*) Im Falle die innere Deckung $i = 0$ angenommen wird, gehen die Beziehungen 4) und 5) in die folgenden über:

$$\left.\begin{array}{r} w_2 = w_3 = 180 - \delta \\ l_2 = l_3 = {}^1/_2\, l\ (1 + \cos \delta) \end{array}\right\} \text{ad 4) u. 5).}$$

Figur 3.

Um also für einen beliebigen Kurbelwinkel den zurückgelegten Schieberweg ξ zu erhalten, braucht man nur an der betreffenden Kurbelrichtung von O aus die Sehne des Schieberkreises (als Fahrstrahl ξ) zu messen. Man wird demnach auch umgekehrt aus einem bestimmten Werthe des Fahrstrahls ξ auf den zugehörigen (fraglichen) Kurbelwinkel schliessen können, wenn man mit dieser bestimmten Länge ξ (als Cirkelöffnung) aus O in den Umfang des Schieberkreises einschneidet; durch diesen Schnittpunkt geht die fragliche Kurbelrichtung.

Uns interessieren vorzugsweise diejenigen Kurbelrichtungen, für welche der Fahrstrahl (Schieberweg) die unter 1, 2, 3, 4 (S. 18) angegebenen eminenten Werthe (e, i, $-i$, $-e$) annimmt.

Da diese sämmtlichen Werthe numerisch durch die Grössen der beiden Deckungen e und i gegeben sind, so beschreiben wir in Fig. 3 aus O die beiden Hilfskreise mit den Halbmessern $\overline{Oe} = e$ und $\overline{Oi} = i$ (äusserer und innerer Deckungskreis); hiermit ist sofort

ad 1) durch den Werth des Schieberweges

$$\xi = \overline{O1} = e$$

die Kurbelrichtung OK_1 bestimmt, bei welcher die Absperrung hinter dem Kolben erfolgt und die Expansion beginnt; durch Projection von K_1 nach abwärts ergibt sich der zugehörige Kolbenweg l_1;

ad 2) ebenso ist durch den Werth des Schieberweges

$$\xi = \overline{O2} = i$$

die Kurbelrichtung OK_2 bestimmt, bei welcher die Absperrung vor dem Kolben stattfindet und die Compression beginnt; der zugehörige Kolbenweg ist l_2; während der weiteren Kurbelbewegung passiert der (abnehmende) Schieberweg, und zwar bei der den Schieberkreis tangierenden Kurbelrichtung Oi_0 den Werth Null und wird weiterhin negativ, indem die Kreissehnen nunmehr nach den entgegengesetzt verlängerten Kurbelrichtungen erscheinen; in dieser Weise wird:

ad 3) durch den Werth des Schieberweges

$$\xi = -\overline{O3} = -i$$

die Kurbelrichtung OK_3 und der zugehörige Kolbenweg l_3 bestimmt, wobei die Eröffnung hinter dem Kolben erfolgt und die Vor-Ausströmung beginnt;

ad 4) schliesslich ist durch den Werth des Schieberweges

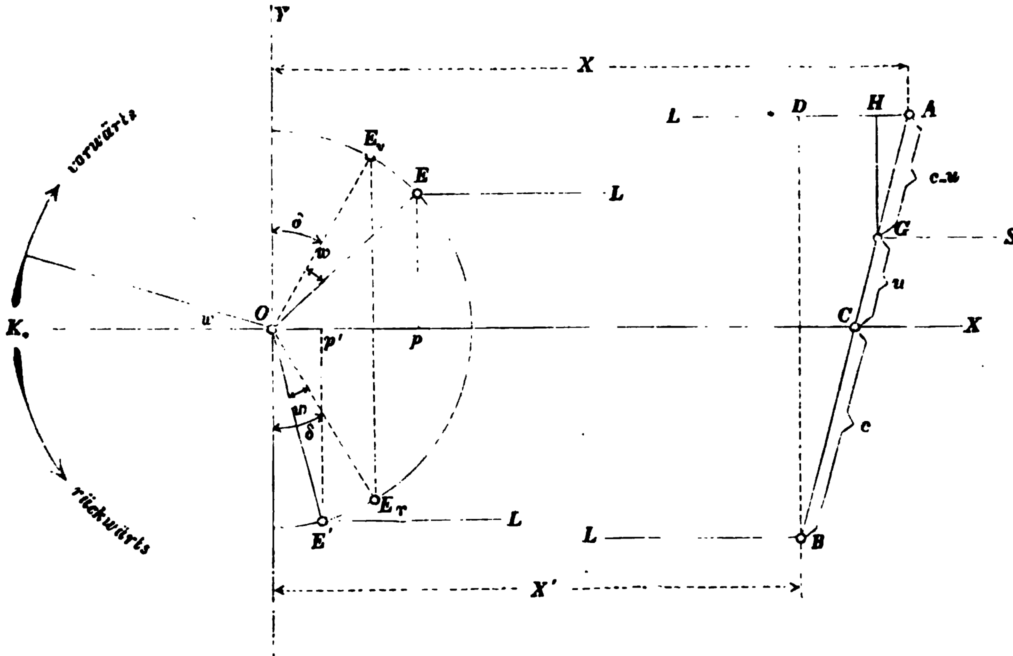
$$\xi = -O4 = -e$$

die Kurbelrichtung OK_4 und der zugehörige Kolbenweg l_4 bestimmt, wobei die Eröffnung vor dem Kolben stattfindet und der Gegendampf einzutreten beginnt.*)

§ 9.

Die Dampfvertheilung bei den Maschinen mit Coulissen-Steuerung.

Bei diesen Maschinen sitzen an der Maschinenwelle gemeiniglich (abgesehen von gewissen aussergewöhnlichen Einrichtungen, welche indess stets auf die hier behandelte zurückzuführen sind) zwei Vertheilungsexcenter, deren Mittel bei der todten Kurbellage OK_0 (Fig. 4) den Punkten E_v für den Vorwärtsgang und E_r



Figur 4

*) Im Falle die innere Deckung $i = o$ angenommen wird, treffen die beiden Kurbelrichtungen OK_2 und OK_3 in der gemeinschaftlichen Richtung Oi_0 zusammen und die beiden Phasen 2) und 3) der Dampfvertheilung (Compression vor und Vor-Ausströmung hinter dem Kolben) stellen sich gleichzeitig ein, es ist sodann $l_2 = l_3 = \frac{1}{2} l (1 + \cos \delta)$.

(für den Rückwärtsgang) entsprechen und welche somit für die betreffende Bewegungsrichtung der Kurbel (vorwärts und rückwärts) den gleichen Voreilwinkel δ besitzen.

Nach einem aus der todten Lage zurückgelegten beliebigen Kurbelwinkel w kommt das Vorwärtsexcenter in die Lage OE und das Rückwärtsexcenter in die Lage OE'; es sind somit die Projectionen der beiden Excentricitäten auf die in Fig. 4 ersichtliche Abscissen-Axe:

$$\left.\begin{array}{l} Op = \varrho \sin(w + \delta) \\ Op' = \varrho \sin(\delta - w) \end{array}\right\} \quad . \quad . \quad 8)$$

Von den Excentermitteln E und E' gehen die Excenterstangen zu den beiden Endpunkten A und B einer Coulisse, welche wir uns geradlinig denken können, sobald wir die Längen L der beiden Excenterstangen relativ sehr gross (in der Rechnung unendlich gross) annehmen; auch werden bei dieser Annahme die Richtungen der Excenterstangen EA und EB bei jeder Lage von E und E' mit einander und zugleich mit der Axe OX parallel. (Die Statthaftigkeit dieser Annahme für den vorliegenden Zweck wird demnächst dargethan werden.)

Es sei die halbe Coulissenlänge

$$AC = BC = c;$$

das Gleitstück G sei in einer (zwischen Null und c beliebigen) Entfernung u von dem Coulissen-Mittel C, so dass

$$AG = c - u.$$

Der Schieber am Ende der Stange GS macht nach der Axenrichtung OX mit dem Gleitstücke G eine übereinstimmende Bewegung; die Entfernung des Gleitstückes von seiner Mittellage ist sonach mit dem Schieberwege ξ identisch. Zur Ermittelung von ξ bestimmen wir die Abscisse X_g von G für eine beliebige Kurbellage, wonach einfach

$$\xi = X_g - L \quad . \quad . \quad 9)$$

zu setzen sein wird.

Wenn X und X' die Abscissen der beiden Coulissen-Endpunkte A und B bezeichnen, so ist (nach Fig. 4 und mit Rücksicht auf 8) zuvörderst

$$\left.\begin{array}{l} X = L + \varrho \sin(w + \delta) \\ X' = L + \varrho \sin(\delta - w) \end{array}\right\} \quad . \quad . \quad 10)$$

$$X_g = X - \overline{AH} \quad . \quad . \quad 11)$$

Aus den ähnlichen Dreiecken AGH und ABD hat man

$$AH = AD \frac{c - u}{2c}$$

wobei $AD = X - X'$;

somit ist gemäss 11)

$$X_g = X - (X - X') \frac{c - u}{2c}$$

oder auch

$$X_g = \tfrac{1}{2}(X + X') + \frac{u}{2c}(X - X')$$

Nun folgt aus 10):

$$X + X' = 2L + 2\varrho \cos w \sin \delta$$
$$X - X' = 2\varrho \sin w \cos \delta$$

Sonach ist

$$X_g = L + \varrho \cos w \sin \delta + \frac{u}{c} \varrho \sin w \cos \delta$$

Hieraus folgt gemäss 9):

$$\xi = \varrho \sin \delta \cos w + \frac{u}{c} \varrho \cos \delta \sin w \quad . \quad . \ 12)$$

Sollte die betrachtete Schieberbewegung durch ein (ideales) Excenter mit der Excentricität ϱ_i und dem Voreilwinkel δ_i hervorgebracht werden, so müsste ξ gemäss 7) oder 1) für jeden Werth von w auch durch den Ausdruck

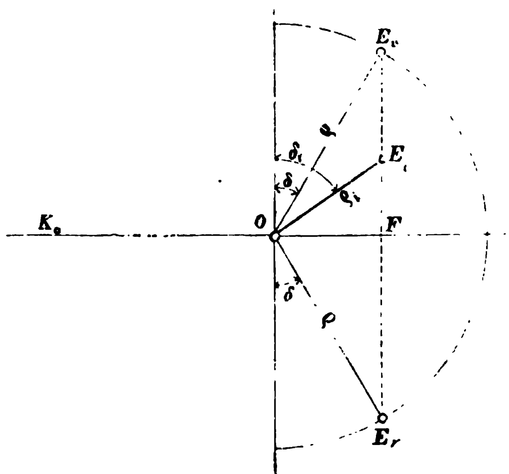
$$\xi = \varrho_i \sin (w + \delta_i) \text{ oder}$$
$$\xi = \varrho_i \sin \delta_i \cos w + \varrho_i \cos \delta_i \sin w \quad . \quad . \ 13)$$

gegeben sein, d. h. es müssten gemäss 12) und 13) die Grössen ϱ_i und δ_i nach der Methode der unbestimmten Coëfficienten den Bedingungen entsprechen:

$$\left.\begin{aligned} \varrho_i \sin \delta_i &= \varrho \sin \delta \\ \varrho_i \cos \delta_i &= \frac{u}{c} \varrho \cos \delta \end{aligned}\right\} \quad . \quad . \ 14)$$

Diese Bedingungen lassen sich allerdings stets in einfacher Weise erfüllen, indem man nach Fig. 5 die gerade Verbindungslinie der beiden Excenter-Mittel E_v und E_r durch den Punkt E_i in derselben Art theilt, in welcher die Coulissenlänge AB (Fig. 4) durch das Gleitstück G getheilt ist, d. h. indem man

$$\frac{E_i F}{E_v F} = \frac{u}{c}$$



Figur 5.

macht; dann entspricht die Verbindungslinie OE_i der Länge und Lage nach den Bedingungen 14) für ϱ_i und δ_i; es ist nämlich alsdann

$$E_i F = \varrho_i \cos \delta_i$$

und

$$E_v F = \varrho \cos \delta$$

somit

$$\frac{\varrho_i \cos \delta_i}{\varrho \cos \delta} = \frac{E_i F}{E_v F} = \frac{u}{c}$$

wodurch die zweite Bedingung in 14) erfüllt ist, während in Fig. 5 durch

$$OF = \varrho_i \sin \delta_i = \varrho \sin \delta$$

auch der ersten Bedingung entsprochen wird.

Die durch eine Coulisse bei beliebiger Lage des Gleitstückes in derselben hervorgebrachte Schieberbewegung ist sonach dieselbe, welche durch ein einfaches (ideales) Excenter hervorgebracht würde, dessen Excentricität ϱ_i und Voreilwinkel δ_i durch die angegebene Fixierung des Punktes E_i (Fig. 5) als Excenter-Mittels, für jede Lage des Gleitstückes in der Coulisse sofort leicht zu bestimmen ist.

Diese Schieberbewegung und die hierdurch hervorgebrachte Dampfvertheilung wird also sowohl analytisch als auch graphisch in derselben Weise darzustellen sein, wie dies in dem Vorhergehenden für den Vertheilungsschieber mit einfachem Excenter dargestellt wurde.

Die hier gemachte Annahme relativ sehr grosser (unendlich grosser) Stangenlängen führte uns, wie später noch näher zu beleuchten sein wird, auf eine Dampfvertheilung mit constantem, linearem Voreilen. Diese Dampfvertheilung kommt der gegenwärtig vorwiegend gebrauchten Gooch'schen Coulisse in der That zu; und die Stephenson'sche Coulisse gibt dieselbe im Mittel zwischen der Einrichtung einerseits mit offenen, andererseits mit gekreuzten Excenterstangen. Da es sich hier nicht um das Studium der Dampfvertheilung bei verschiedener Einrichtung der Coulisse, sondern vielmehr darum handelt, die Dampfwirkung bei Coulissensteuerung im Mittel der verschiedenen üblichen Coulissen-Einrichtungen in Betracht und Rechnung zu ziehen, so erscheint das Vorhergehende als diesbezügliche Einleitung zu dem Nachfolgenden durchaus genügend.

Die graphischen Darstellungen in Fig. 6 und Fig. 7 nach Zeuner bringen das eben Behandelte vollends zur Klarheit. Dieselben sind für die betreffenden massgebenden Elemente δ_i als (idealen) Voreilwinkel und ϱ_i als (ideale) Excentricität in ganz derselben Weise ausgeführt, wie Fig. 3 für den wirklichen Voreilwinkel δ und für die wirkliche Excentricität ϱ. Diese Fig. 3 gibt zugleich die Dampfvertheilung für Coulissen-Steuerung bei vollem Schieberhube, d. h. bei der äussersten Lage des Gleitstückes in der Coulisse. Fig. 6 gilt für den Fall, wenn das Gleitstück von der äussersten Lage gegen das Mittel der Coulisse relativ so weit verstellt ist, als der Punkt C_i von C gegen v; C_i ist hierbei so gewählt, dass die Absperrung auf der Admissionsseite (hinter dem Kolben) bei halbem Kolbenhube, d. h. dass eine Füllung $\frac{l_1}{l} = \frac{1}{2}$ stattfindet. Fig. 7 aber gilt für die Mittellage des Gleitstückes, also für den Nullpunkt der Coulisse; die Füllung $\frac{l_1}{l}$ wird hierselbst beiläufig $= 0{,}1$.

In Fig. 3, 6 und 7 erscheint die Länge ve als das stets gleich bleibende, constante lineare (äussere) Voreilen des Vertheilungsschiebers. Man ersieht ganz deutlich, wie bei abnehmender Füllung durch Vorrücken des Gleitstückes gegen den Mittelpunkt der Coulisse auch die Dauer der Ausströmung vor dem Kolben abnimmt, hingegen mit der Expansionsphase zugleich die übrigen Phasen der Dampfvertheilung (Compression, Vor-Ausströmung und Vor-Einströmung), und zwar in der Weise zunehmen, dass am Nullpunkte der Coulisse (Fig. 7) die Gleichheit der Dauer der folgenden Phasen eintritt:

Hinter dem Kolben:	Vor dem Kolben:
Einströmung $(l_1) =$	Vor-Einströmung $(l - l_4)$
Expansion $(l_3 - l_1) =$	Compression $(l_4 - l_2)$
Vor-Ausströmung $(l - l_3) =$	Ausströmung l_2.

Da die (den Kolbenwegen nach) gleich dauernden Phasen auch bei gleich verlaufenden Dampfspannungen (und zwar stets einerseits im förderlichen, andererseits im hinderlichen Sinne) stattfinden, so ist die resultierende Dampfwirkung am Nullpunkte der Coulisse eben der Nulle gleich.

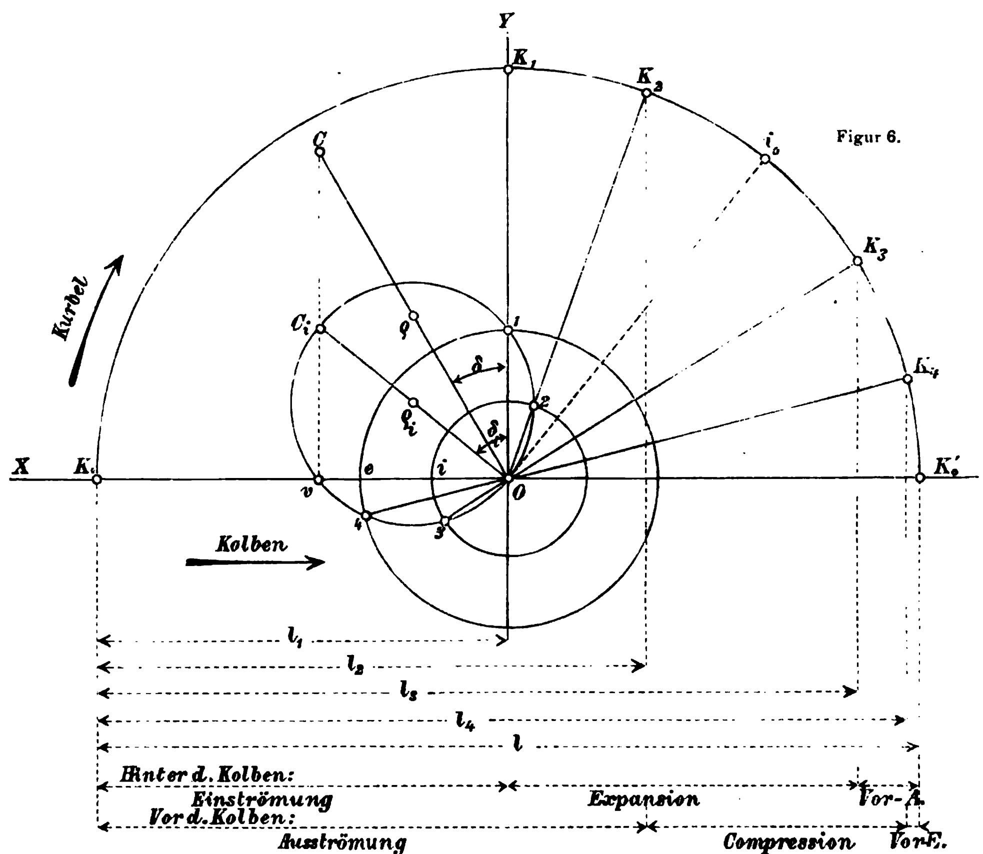
Aus Fig. 7 ist ausserdem leicht zu ersehen, dass am Nullpunkte der Coulisse wegen

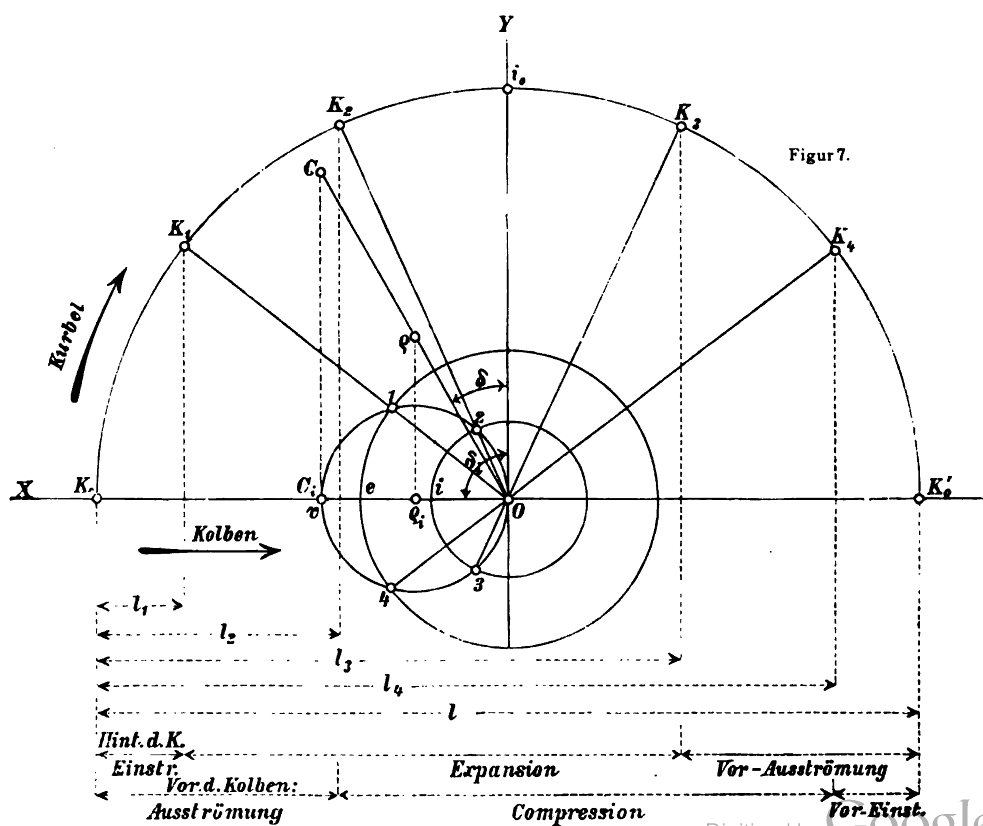
$$\delta_i = 90^0$$
$$\varrho_i = \varrho \sin \delta$$

der Schieberweg (diesfalls mit ξ' bezeichnet) für einen beliebigen Kurbelwinkel (diesfalls mit w' bezeichnet) durch den speciellen Ausdruck:

$$\xi' = \varrho \sin \delta \cos w' \quad . \quad . \; 14^1)$$

gegeben ist.


Figur 6.
Y
X
K_1
K_2
i_o
K_3
K_4
K_o'
C
C_i
Kurbel
Kolben
Hinter d. Kolben:
Einströmung
Expansion
Vor-A.
Vor d. Kolben:
Ausströmung
Compression
Vor-E.


Figur 7.
Y
X
i_o
K_1
K_2
K_3
K_4
K_o'
Kurbel
Kolben
Hint. d. K.
Einstr.
Expansion
Vor-Ausströmung
Vor. d. Kolben:
Ausströmung
Compression
Vor-Einst.

3. KAPITEL.

Grundgesetze für die Dampfmaschinen-Theorie aus der Mechanik der Gase.

§ 10.

Das einfache Mariotte'sche Gesetz.

Der Zustand irgend einer in Betracht zu ziehenden Gasmenge oder auch Dampfmenge (insoweit diese ganz und gar in Gasform verharrt) vom Gewichte $\mathfrak{G}$ ist durch drei Elemente bestimmt und diese sind:

das (absolute) Volumen V;
die Spannung (als Druck pro Flächeneinheit) P;
die Temperatur (nach Celsius) t.

Für irgend einen andern Zustand dieser Gasmenge (oder aber einer andern, jedoch gewichtlich gleich grossen Gasmenge derselben Art) seien die Werthe der charakterisierenden (bestimmenden) Elemente beziehungsweise

$$V_1 \quad P_1 \quad t_1.$$

Für $t = t_1$, also im Falle einer in beiden Zuständen gleich hohen (bezw. gleich hoch anzunehmenden) Temperatur, gilt (bezw. ist anwendbar) die Beziehung:

$$\left.\begin{aligned} \frac{P}{P_1} &= \frac{V_1}{V} \\ \text{oder aber } P\,V = P_1\,V_1 &= \ldots\ldots = \text{Const.} \end{aligned}\right\} \quad . \; . \; 15.)$$

als Ausdruck des (einfachen) Mariotte'schen Gesetzes: Bei gleicher Temperatur sind die Spannungen den Volumen umgekehrt proportional, oder aber: Bei gleicher Temperatur ist das Product aus Spannung und Volumen eine constante Grösse.

Für Zustands-Aenderungen, also für den Uebergang des gasförmigen Körpers aus dem Zustande P_1 neben V_1 in den Zustand P neben V ist dieses einfache Gesetz nur unter der Bedingung ohne Weiteres anwendbar, dass hierbei

die Temperatur ungeändert bleibt, d. h. dass thatsächlich $t = t_1$ ist. Dies ist streng genommen nur bei der Volumen- (und Spannungs-) Aenderung ohne Arbeits-Verrichtung, also bei dem simplen Mischen der Gase der Fall. Die wissenschaftlich berechtigte Anwendung dieses einfachen Gesetzes für die Zustandsänderungen der Gase ist sonach eine sehr beschränkte.

Note. Der Techniker macht indess von dem Mariotte'schen Gesetze wegen seiner Einfachheit überall dort Gebrauch, wo die Bedingung seiner Berechtigung ($t = t_1$) auch nur annähernd erfüllt wird, bezw. wo der durch den Gebrauch dieses einfachen Gesetzes begangene principielle Fehler in dem Resultate sich verhältnissmässig wenig ausgiebig erweiset, — etwa nicht ausgiebiger als andere, unvermeidliche Fehler Beobachtungsfehler, Schätzungsfehler etc.), wovon unten das Weitere folgt.

§ 11.

Das Gay-Lussac'sche Gesetz.

Mit dem Mariotte'schen Gesetze parallel ist das empirische Gesetz von Gay-Lussac, welches für zwei Zustände $V\ P\ t$ und $V_1\ P_1\ t_1$ einer Gasmasse (oder für zwei gleiche Gasmassen derselben Art) die Gleichheit der Spannungen ($P = P_1$) voraussetzt und demgemäss die Regel der Volumen-Veränderung durch die Erwärmung ausdrückt. Dieser Ausdruck hängt mit der Einrichtung unseres Thermometers (Eintheilung zwischen dem Eispunkte und Siedepunkte des Wassers in 100 gleiche Intervalle, wovon ein jedes einem durchaus gleichen aliquoten Theile des Volumens der thermometrischen Flüssigkeit bei 0 Grad entspricht) streng zusammen. Bezeichnet

V_0 das Gas-Volumen bei 0° Celsius und
α den Ausdehnungs-Coëfficienten des Gases von 0° auf 1° Cels.,
so ist $\alpha\ V_0$ die Volumzunahme von 0° um jeden Wärmegrad, d. h.

$$V = V_0 + \alpha\ V_0\ t = V_0\,(1 + \alpha\ t)$$
$$V_1 = V_0 + \alpha V_0\ t_1 = V_0\,(1 + \alpha\ t_1)$$

somit nach Gay-Lussac:

$$\left.\begin{array}{l} \dfrac{V}{V_1} = \dfrac{1+\alpha\ t}{1+\alpha\ t_1} = \dfrac{\frac{1}{\alpha}+t}{\frac{1}{\alpha}+t_1} = \dfrac{T}{T_1} \\ \text{hierbei } T = \dfrac{1}{\alpha} + t \text{ und } T_1 = \dfrac{1}{\alpha} + t_1 \end{array}\right\} \quad . \quad . \quad 15'.)$$

Die um $\frac{1}{\alpha}$ vermehrten Temperaturen nach Celsius werden die absoluten Temperaturen genannt, und würden von einem (sogen. „natürlichen“) Thermometer angegeben werden, dessen Nullpunkt um $\frac{1}{\alpha}$ Grade Celsius tiefer zu denken ist, als der Eispunkt. Hiermit lautet das Gay-Lussac'sche Gesetz in Worten: Bei gleicher Spannung verhalten sich die Gas-Volumina wie die absoluten Temperaturen.

Für atmosphärische Luft, wohl auch für trockenen (durchaus gasförmigen) Wasserdampf und andere Gase ist

$$\left.\begin{array}{l} \alpha = 0{,}003665;\ \dfrac{1}{\alpha} = 272{,}85 = 273 \\ \text{somit } T = \dfrac{1}{\alpha} + t = 273 + t \text{ und } T_1 = \dfrac{1}{\alpha} + t_1 = 273 + t_1 \end{array}\right\} \text{ad } 15'.)$$

§ 12.

Das combinierte Gay-Lussac-Mariotte'sche Gesetz.

Durch die Combination des Mariotte'schen Gesetzes (15):

$$\frac{V}{V_1} = \frac{P_1}{P} \text{ (bei } T = T_1\text{)}$$

mit dem Gay-Lussac'schen Gesetze (15):

$$\frac{V}{V_1} = \frac{T}{T_1} \text{ (bei } P = P_1\text{)}$$

ergibt sich das (combinierte) *Gay-Lussac-Mariotte*'sche Gesetz:

$$\left.\begin{array}{l} \dfrac{V}{V_1} = \dfrac{P_1}{P}\,\dfrac{T}{T_1} \\ \text{oder } \dfrac{VP}{T} = \dfrac{V_1 P_1}{T_1} = .\ \ . = \text{Const.} \end{array}\right\} .\ \ .\ 16.)$$

Dieses Gesetz hat für zwei (oder beliebig mehrere) in Betracht zu ziehende Zustände eines gasförmigen Körpers ganz *allgemeine Geltung*, ohne Rücksicht darauf, wie diese Zustände entstanden sind.

Für die Gewichtseinheit $\mathfrak{G} = 1$ Kgr.) nennen wir das Gasvolumen: das *specifische Volumen* und bezeichnen dasselbe mit v, v_1 etc. — eben so wie wir das Gasgewicht für die Volumeneinheit als *specifisches Gewicht* σ, σ_1 etc. bezeichnen; definitionsmässig ist sodann:

$$V = v\,\mathfrak{G};\ \ V_1 = v_1\,\mathfrak{G} \text{ etc.}$$

$$\mathfrak{G} = V\sigma = V_1\,\sigma_1 = \text{etc.}$$

somit

$$\frac{V}{V_1} = \frac{v}{v_1} = \frac{\sigma_1}{\sigma}$$

ferner

$$v\,\sigma = v_1\,\sigma_1 = .\ \ . = 1$$

d. h.

$$v = \frac{1}{\sigma};\ v_1 = \frac{1}{\sigma_1} \text{ etc.}$$

$$\sigma = \frac{1}{v};\ \sigma_1 = \frac{1}{v_1} \text{ etc.}$$

Mit diesen selbstverständlichen Relationen lautet das combinierte Gay-Lussac-Mariotte'sche Gesetz für die Gewichtseinheit (1 Kgr.) eines beliebigen Gases, wie folgt:

$$\frac{vP}{T} = \frac{P}{\sigma T} = R \quad .\ \ .\ \ 16.)$$

Die Constante R des Gay-Lussac-Mariotte'schen Gesetzes hat für jedes Gas einen bestimmten numerischen Werth, welcher sofort zu eruieren ist, wenn man die drei characterisierenden Elemente P, T und v (oder aber σ) für irgend

einen Zustand dieses Gases kennt, was bei sämmtlichen technisch oder sonst wissenschaftlich interessanten Gasen (und Dämpfen) allerdings der Fall ist.

So hat z. B. die atmosphärische Luft bei der conventionellen „atmosphärischen" Spannung (sog. „neue Atmosphäre") $P = \mathfrak{A} = 10000$ Kgr. pro Qu.-Met. (einer Quecksilbersäule von 735,5 Millim. Höhe entsprechend) und bei $t = 0°$ Cels. also (gemäss 15' und ad 15') bei $T = \frac{1}{\alpha} + t$ diesfalls $= \frac{1}{\alpha} = 273$, das specifische Gewicht $\sigma = 1{,}2515$ Kgr. pro Cub.-Met.; es ist sonach für die atmosphärische Luft jene Constante

$$R = \frac{P}{\sigma T} = \frac{10000}{1{,}2515 . 273} = 29{,}27$$

für die alte Annahme der Atmosphäre $P = \mathfrak{A} = 10333$ Kgr. pro Qu.-Met. (einer Quecksilbersäule von 760 Millim. als dem mittleren Barometerstande an der Meeresfläche entsprechend) ist ebenfalls bei $t = 0°$ Cels. also bei $T = 273$ das specifische Gewicht der atmosph. Luft $\sigma = 1{,}2932$ Kgr. pro Cub.-Met., woraus abermals

$$R = \frac{P}{\sigma T} = \frac{10333}{1{,}2932 . 273} = 29{,}27$$

folgt.

Für irgend ein anderes Gas ergibt sich $R = \frac{29{,}27}{\delta}$, wenn δ die Dichte dieses Gases (für Luft = 1) bezeichnet.

§ 13.

Das Poisson'sche oder potenzierte Mariotte'sche Gesetz.

Das combinierte Gay-Lussac-Mariotte'sche Gesetz lässt uns trotz seiner allgemeinen Giltigkeit dann im Stiche, wenn wir die für uns hauptsächlich wichtige Frage beantworten wollen:

Wie ändern sich die den Zustand des Gases (oder Dampfes) charakterisierenden Elemente V P t, wenn dasselbe mit Arbeitsverrichtung in einem gewissen Verhältnisse (dem Volumen oder der Spannung nach) expandiert, oder aber durch äussere Arbeit in einem solchen Verhältnisse comprimiert wird? — selbstverständlich vorausgesetzt, dass hiebei weder die Annahme einer constanten Temperatur noch jene einer constanten Spannung gestattet ist.

Um des betreffenden Gesetzes habhaft zu werden, müssen wir zuvörderst die Bedeutung der Constanten R des Gay-Lussac-Mariotte'schen Gesetzes kennen und zum Ausdrucke bringen. Dieselbe hat die Bedeutung (und den Werth) derjenigen äusseren Arbeit A_r, welche die Gewichtseinheit (1 Kgr.) des betreffenden Gases verrichtet, wenn dasselbe in einem wärmedichten Gefässe unter constantem Drucke um 1 Grad (Cels. oder absolut) erwärmt wird: $R = A_r$.*)

*) Um dies zu erkennen, denken wir 1 Kgr. Gas in einem mit wärmedichten Wänden versehenen (stehenden) Cylinder vom Querschnitte $= 1\,m^2$ durch einen Kolben dicht abgeschlossen, welcher (vermöge seines Gewichtes abzüglich der Kolbenreibung) genau einen Druck $= P_1$ (nach abwärts) auf das Gas ausübt; das anfängliche (specifische) Gasvolumen v_1 ist zugleich der anfängliche Abstand des Kolbens von dem Cylinderboden, und die anfängliche Gastemperatur sei T_1. Wir erwärmen nun das Gas um 1° (Cels. oder absolut), so dass die schliessliche Temperatur $T = T_1 + 1$ wird; das schliessliche (specifische) Volumen v ist zugleich der schliessliche Abstand des Kolbens von dem Cylinderboden, somit $v - v_1$ der von dem Kolben während der Erwärmung zurückgelegte Weg bei Ueberwindung des constanten Widerstandes P_1; es ist sonach die verrichtete Arbeit

$$A_r = P_1 (v - v_1)$$

Zu dieser Erwärmung ist eine bestimmte Wärmemenge $\mathfrak{C}'$ erforderlich, — Wärme-Capacität mit Arbeitsverrichtung (für constanten Druck) genannt; zu der Erwärmung von 1 Kgr. desselben Gases um 1° Cels. ohne Arbeitsverrichtung (bei constantem Volumen) bedarf es einer kleineren Wärmemenge $\mathfrak{C}$ — rationelle Wärmecapacität genannt. Der in Calorien ausgedrückte Unterschied $\mathfrak{C}' - \mathfrak{C}$ ist die auf die Hervorbringung obiger Arbeit $A_r = R$ verwendete, bezw. die dieser Arbeit äquivalente Wärmemenge.

Da nun für eine metrische Calorie die äquivalente mechanische Arbeit (das sog. mechanische Wärmeäquivalent) einen ganz bestimmten Werth (nach Joule) $k = 424$ Met.-Kgr.**) hat, so kann man auch setzen

$$A_r = k\ (\mathfrak{C}' - \mathfrak{C}).$$

Mit

$$A_r = R = \frac{v\ P}{T}$$

(gemäss Obigem und 16') zusammengehalten, ergibt sich für das combinierte Gay-Lussac-Mariotte'sche Gesetz der Ausdruck:

$$\frac{v\ P}{T} = k\ (\mathfrak{C}' - \mathfrak{C})\ .\ \ .\ 16'')$$

— giltig für 1 Kgr. Gas; für $\mathfrak{G}$ Kgr. wäre $\frac{V}{\mathfrak{G}}$ anstatt v, mithin

$$\frac{V\ P}{T} = k\ \mathfrak{G}\ (\mathfrak{C}' - \mathfrak{C})\ \text{ad}\ 16'')$$

zu setzen.

Dieser Ausdruck des Gay-Lussac-Mariotte'schen Gesetzes setzt uns in die Lage, das Gesetz der Zustandsänderung der Gase (und der in Gasform verbleibenden Dämpfe) bei der Expansion und Compression in wärmedicht gedachten Gefässen aufzustellen.

Nach dem Gesetze der „Erhaltung der Arbeit" kann die bei der Expansion eines Gases (an einen Kolben etc.) abzugebende Arbeit nur durch die Einbusse einer äquivalenten Wärmemenge erzielt werden (Wärme wird in Arbeit umgesetzt; das expandierende Gas kühlt sich ab); ebenso wird die zum Comprimieren einer Gasmenge verwendete Arbeit die Aufnahme einer dieser Arbeit äquivalenten Wärmemenge seitens des Gases zur Folge haben (Arbeit wird in Wärme umgesetzt, das comprimierte Gas erwärmt sich).

Zwischen $v_1\ P_1\ T_1$ für den anfänglichen und $v\ P_1\ T$ fur den schliesslichen Zustand besteht (der constanten Spannung P_1 wegen) das Gay-Lussac'sche Gesetz (15'):

$$\frac{v}{v_1} = \frac{T}{T_1} = \frac{T_1 + 1}{T_1} = 1 + \frac{1}{T_1}$$

woraus

$$\frac{v}{v_1} - 1 = \frac{1}{T_1} \text{ und } v - v_1 = \frac{v_1}{T_1}$$

folgt; es ist sonach die verrichtete äussere Arbeit

$$A_r = P_1\ (v - v_1) = \frac{v_1 P_1}{T_1}$$

in welcher Grösse wir (gemäss 16') die Constante R des combinierten Gay-Lussac-Mariotte'schen Gesetzes erkennen: $R = A_r$.

**) Vorübergehend wurde vor einiger Zeit nach Regnault's Versuchen $k = 430$ und späterhin sogar $k = 436$ angenommen; seitdem kehrte man zu dem ursprünglichen Joule'schen Versuchs-Werthe $k = 424$ als dem plausibelsten wieder zurück, was bereits vorher (im 1. Kap. S. 5 und 12) bemerkt wurde.

Note. „Arbeit“ bedeutet hier „äussere“ (mechanische) Arbeit, im Gegensatz zur Wärme, als „innerer“ Arbeit; bei der Expansion und Compression geht somit die Arbeit der einen Art in die Arbeit der anderen Art über, die Arbeit ändert nur ihre Form.

Es seien $V_1\ P_1\ T_1$ die den Zustand des Gases charakterisierenden Elemente bei Beginn der Expansion oder Compression (Anfangswerthe) und

$$V\ P\ T$$

diese Elemente in irgend einem Momente der Expansion oder Compression (variable Werthe); die elementare Expansionswirkung ist

$$d\ W_e = P\ dV^{*)}$$

(weil V zunimmt, mithin dV positiv ist); die elementare Compressionswirkung ist hingegen

$$dW_c = -P\ dV$$

(weil V abnimmt, mithin dV essentiell negativ ist, während dW_c ebenso wie dW_e positiv sein muss).

Die elementare Wirkung ist in beiden Fällen derjenigen Wärmemenge äquivalent, welche der zugehörigen (elementaren) Temperaturänderung $d\ T$ entspricht. Wegen $T = \frac{1}{\alpha} + t$ ist $d\ T = d\ t$). Diese Wärmemenge ist für die Gewichtseinheit $= \mathfrak{C}\ d\ T$, für $\mathfrak{G}$ Kgr. aber $= \mathfrak{G}\ \mathfrak{C}\ d\ t$; multipliciert man diese (elementare) Wärmemenge mit der Aequivalent-Zahl k, so ergibt sich (numerisch) die äquivalente Arbeit, also die betreffende elementare Wirkung; und zwar hat man:

für die Expansion, da hier T abnimmt, mithin $d\ T$ essentiell negativ ist:

$$d\ W_e = -k\ \mathfrak{G}\ \mathfrak{C}\ d\ T,$$

für die Compression (da hier $d\ T$ positiv ist):

$$d\ W_c = k\ \mathfrak{G}\ \mathfrak{C}\ d\ t.$$

Indem man diese beiden Ausdrücke mit den obigen ($d\ W_e = P\ d\ V$ und $dW_c = -P\ dV$) zusammenhält, ergibt sich **für die Expansion und Compression gemeinschaftlich:**

$$P\ d\ V = -k\ \mathfrak{G}\ \mathfrak{C}\ d\ T.$$

Aus dieser Gleichung lässt sich eine der drei Variablen $P\ V\ T$ eliminieren, wenn wir das stets giltige combinierte Gay-Lussac-Mariotte'sche Gesetz auch wirklich zur Geltung bringen, und zwar in der Form (ad 16''):

$$\frac{V P}{T} = k\ \mathfrak{G}\ (\mathfrak{C}' - \mathfrak{C}).$$

Wir erhalten durch beiderseitige Division als Differentialgleichung des Expansions- und zugleich des Compressions-Gesetzes:

$$\frac{d\ V}{V} = -\frac{\mathfrak{C}}{\mathfrak{C}' - \mathfrak{C}}\ \frac{d\ T}{T}$$

---

*) Wenn die Expansion in einem Cylinder mittelst Kolben vor sich geht, O die wirksame Kolbenfläche und x den (variablen) Kolbenweg bezeichnet, derart, dass $V = O\ x$, also $d\ V = O\ d\ x$, so hat man $d\ W_e = O\ P\ d\ x = P\ d\ V$. Das Gleiche gilt für die Compression mit dem einzigen Unterschiede, dass hierbei $d\ x$ und hiermit auch $d\ V = O\ d\ x$ essentiell negativ ist.

Indem wir das Verhältniss der beiden Wärme-Capacitäten

$$\frac{\mathfrak{C}'}{\mathfrak{C}} = \varkappa$$

$$\text{somit } \frac{\mathfrak{C}}{\mathfrak{C}' - \mathfrak{C}} = \frac{1}{\frac{\mathfrak{C}'}{\mathfrak{C}} - 1} = \frac{1}{\varkappa - 1}$$

setzen, erhalten wir einfach:

$$\frac{d\,V}{V} = -\frac{1}{\varkappa - 1}\,\frac{d\,T}{T}$$

Indem wir innerhalb (der Expansions- und Compressions-) Grenzen, und zwar innerhalb $V_1\,T_1$ als der Anfangswerthe, und $V\,T$ als der Endwerthe integrieren, ergibt sich:

$$\text{logn. } V \Big\}_{V_1}^{V} = -\frac{1}{\varkappa - 1} \text{ logn. } T \Big|_{T_1}^{T} = \frac{1}{\varkappa - 1} \text{ logn. } T \Big\}_{T}^{T_1}$$

also

$$\text{logn. } \frac{V}{V_1} = \frac{1}{\varkappa - 1} \text{ logn. } \frac{T_1}{T}$$

$$\text{oder: } (\varkappa - 1) \text{ logn. } \frac{V}{V_1} = \text{logn. } \left(\frac{V}{V_1}\right)^{\varkappa - 1} = \text{logn. } \frac{T_1}{T}$$

$$\text{hiermit } \left(\frac{V}{V_1}\right)^{\varkappa - 1} = \frac{T_1}{T},$$

$$\text{d. h. } \frac{T}{T_1} = \left(\frac{V_1}{V}\right)^{\varkappa - 1} \quad \ldots \beta.)$$

Mit Heranziehung des combinierten Gay-Lussac-Mariotte'schen Gesetzes in seiner ursprünglichen Form (16)

$$\frac{V}{V_1} = \frac{P_1}{P}\,\frac{T}{T_1} \text{ d. h. } \frac{T}{T_1} = \frac{V}{V_1}\,\frac{P}{P_1}$$

$$\text{hat man } \frac{V}{V_1}\,\frac{P}{P_1} = \left(\frac{V_1}{V}\right)^{\varkappa - 1}$$

$$\text{d. h. } \frac{P}{P_1} = \left(\frac{V_1}{V}\right)^{\varkappa} \quad \ldots\ldots \alpha.)$$

hieraus $\frac{V_1}{V} = \left(\frac{P}{P_1}\right)^{\frac{1}{\varkappa}}$ in β) eingesetzt, ergibt sich auch

$$\frac{T}{T_1} = \left(\frac{P}{P_1}\right)^{\frac{\varkappa - 1}{\varkappa}} \quad \ldots\ldots\ldots \gamma.)$$

Die hiermit abgeleiteten Beziehungen:

$$\left.\begin{aligned} \alpha.)\ \frac{P}{P_1} &= \left(\frac{V_1}{V}\right)^{\varkappa} \\ \beta.)\ \frac{T}{T_1} &= \left(\frac{V_1}{V}\right)^{\varkappa - 1} \\ \gamma.)\ \frac{T}{T_1} &= \left(\frac{P}{P_1}\right)^{\frac{\varkappa - 1}{\varkappa}} \\ \text{hierbei } \varkappa &= 1{,}41\text{*)} \end{aligned}\right\} \quad 17.)$$

*) Der numerische Werth $\varkappa = 1{,}41$ gilt in gleicher Weise für die atmosphärische Luft und für den Wasserdampf. Es ist nämlich für die atm. Luft $\mathfrak{C} = 0{,}1686$ und $\mathfrak{C}' = 0{,}2377$ Cal., während für (trockenen) Wasserdampf vorgeblich $\mathfrak{C} = 0{,}270$ und $\mathfrak{C}' = 0{,}381$ Cal. In beiden Fallen folgt $\varkappa = \frac{\mathfrak{C}'}{\mathfrak{C}} = 1{,}41$. Im Weiteren ist

drücken in umfassender Weise (zur Beantwortung aller einschlägigen Fragen) das Poisson'sche Gesetz aus, als dasjenige Gesetz, nach welchem die Zustandsänderung (Expansion und Compression) der Gase (einschliesslich der hierbei in Gasform verharrenden Dämpfe) unter Arbeitsverrichtung vor sich geht, wenn dabei jegliche Zuführung von Wärme von aussen, eben so wie jegliche Wärmeableitung durchaus vermieden wird.

Da hierin die Spannungen P und P_1 eben so wie die Volumen V und V_1 durchaus nur in Verhältnissen erscheinen, so können dieselben in einem beliebigen Masse, insbesondere die Spannungen auch in Atmosphären (da $P = \mathfrak{A}p$ und $P_1 = \mathfrak{A}p_1$, wenn p und p_1 in Atmosph. gemeint ist und $\mathfrak{A}$ die Grösse des atmosph. Druckes pro Flächeneinheit bezeichnet) ausgedrückt werden.

Die Beziehung α) dient zur Bestimmung der Endspannung P, wenn die Expansion oder Compression von einer gewissen Anfangsspannung P_1 in einem gewissen Verhältnisse dem Volumen nach vor sich geht; — und umgekehrt zur Eruierung des Volumenverhältnisses behufs Erzielung einer gewissen (Expansions- oder Compressions-) Endspannung P aus einer gegebenen Anfangsspannung P_1.

Die Beziehungen β) und γ) dienen zur Bestimmung der durch die Expansion oder Compression entstehenden Temperaturen; und zwar ist die erstere (β) bei gegebenem Volumenverhältnisse, die andere (γ) bei gegebenem Spannungsverhältnisse zu benützen; umgekehrt kann mittelst β) und γ) auch das zu einer gewissen Temperaturänderung (Erniedrigung bei der Expansion und Erhöhung bei der Compression) erforderliche Volum- bezw. Spannungs-Verhältniss ermittelt werden.

Für die Annahme $\varkappa = 1$ geben die Beziehungen β) und γ) die Bedingung $T = T_1$ und die Hauptbeziehung α) geht (dieser Bedingung entsprechend) in den Ausdruck

$$\frac{P}{P_1} = \frac{V_1}{V}$$

des einfachen Mariotte'schen Gesetzes über; vermöge des Exponenten $\varkappa$ an dem Volumenverhältnisse $\frac{V_1}{V}$ nach Poisson (im Vergleiche mit dem Exponenten $= 1$ nach Mariotte) ist dem Poisson'schen Gesetze auch die Bezeichnung „Potenziertes Mariotte'sches Gesetz" zugedacht worden. Dasselbe kann (gemäss α) auch in der Form ausgedrückt werden:

$$PV^{\varkappa} = \text{Const.} \quad . \quad . \text{ ad } 17)$$

(analog dem Ausdrucke $PV = \text{Const.}$ des einfachen Mariotte'schen Gesetzes).

Wenn man einerseits das Mariotte'sche, andererseits das Poisson'sche Gesetz, bezogen auf ein rechtwinkliges Axensystem, graphisch darstellt, indem man die Volumen V (bei einer Kolbenmaschine die denselben proportionalen Kolbenwege) als Abscissen (x), die Spannungen P (nach Belieben p in Atmosphären) als Ordinaten (y) betrachtet, so ergibt das einfache Mariotte'sche Gesetz (der Gleichung $xy = \text{Const.}$) entsprechend, eine (gleichseitige) Hyperbel, deren beide Arme sich den beiden Coordinatenaxen, als Asymptoten, gleichmässig

---

zu $\varkappa = 1{,}41 \quad . \quad . \quad . \quad \frac{1}{\varkappa} = 0{,}709$

„ $\varkappa - 1 = 0{,}41 \quad . \quad . \quad . \quad \frac{1}{\varkappa - 1} = 2{,}44$

„ $\frac{\varkappa - 1}{\varkappa} = 0{,}291 \quad . \quad . \quad . \quad \frac{\varkappa}{\varkappa - 1} = 3{,}44$

Regnault fand für den Wasserdampf in der Nähe des Condensationspunktes $\mathfrak{C}' = 0{,}4805$, woraus sich durch Rechnung $\mathfrak{C} = 0{,}3694$ und $\frac{\mathfrak{C}'}{\mathfrak{C}} = 1{,}301$ ergab. Für die technische Anwendung ist dies nicht von besonderem Belange.

nähern. Wegen der hierbei vorausgesetzten constanten Temperatur nennt man diese Zustands-Curve (als die die Zustandsänderung bei der Expansion oder Compression unter der angegebenen Voraussetzung darstellende Linie) die isothermische Curve. Für das Poisson'sche Gesetz erhält man (der Gleichung $x^x y = \text{Const.}$ entsprechend) eine ähnliche Curve, welche ebenfalls die beiden Axen zu Asymptoten hat, welche jedoch (von einem gewissen Punkte ausgehend) sich der Abscissenaxe (Axe der V) schneller nähert; d. h. während der Expansion nehmen die Spannungen (als Ordinaten) schneller ab und während der Compression nehmen sie schneller zu, als bei der Mariotte'schen Curve.

§ 14.

Ueber die technische Anwendung des einfachen Mariotte'schen und des Poisson'schen Gesetzes.

Das einfache Mariotte'sche Gesetz ist nur unter der Bedingung giltig, dass bei der betreffenden Zustandsänderung des Gases oder (gasförmig verbleibenden) Dampfes die Temperatur nicht geändert wird. Hingegen setzt das Poisson'sche Gesetz als Bedingung vollkommen wärmedichte Wände derjenigen Gefässe voraus, in denen die arbeitentwickelnde Expansion oder die arbeitverzehrende Compression vor sich geht. Was insbesondere das der mechanischen Wärmetheorie entsprechende Poisson'sche Gesetz betrifft, so resultiert nach demselben bei der Compression des ursprünglich gesättigten Wasserdampfes ansehnlich überhitzter Dampf, bei der Expansion des gesättigten Dampfes hingegen ansehnlich „unterhitzter" (ungesättigter), also ein unmöglicher Dampf*), bezw. es büsset hierbei der gesättigte Dampf theilweise seinen gasförmigen Aggregatzustand ein und bildet (bei partieller Condensation) ein Gemisch von Dampf und Wasser.

Dieses (Poisson'sche) Gesetz ist somit, selbst bei der Voraussetzung, dass die Bedingung seiner Giltigkeit eintrifft, für expandierenden Wasserdampf zur

---

*) Wir comprimieren (beispielsweise) atmosphärischen Wasserdampf, dessen anfängliche Spannung also $p_1 = 1$ neue Atm. ($= 1$ Kgr. pro cm²), auf eine Spannung $p = 2^1/_3$ Atm. und fragen nach der Endtemperatur. Es ist $\frac{P}{P_1} = \frac{p}{p_1} = 2_{,3}$; gemäss Fliegner's Tabelle (Pract. Th. S. 180 oder 184) ist die anfängliche Temperatur $t_1 = 99_{,09}$° C., also $T_1 = 273 + t_1 = 372_{,1}$; hiermit ergibt sich nach 17 . γ, S. 33 die Endtemperatur

$$T = T_1 \left(\frac{P}{P_1}\right)^{\frac{x-1}{x}} = 372_{,1} \,.\, 2_{,3}^{\;0_{,291}} \doteq 475^\circ$$

d. i. $t = T - 273 = 202^\circ$ Cels. Durch die Compression entsteht somit ein Wasserdampf von $2_{,3}$ Atm. Spannung bei einer Temperatur von 202° Cels. Nun besitzt der gesättigte Wasserdampf von $2_{,3}$ Atm. nach Fliegner's Tab. eine Temperatur von nur $126_{,7}$° Cels. — es ist sonach der aus ursprünglich gesättigtem Dampfe durch die Compression entstehende Dampf ansehnlich überhitzt.

Wir lassen nun gesättigten Wasserdampf von $p_1 = 5$ Atm. (wozu nach Fliegner's Tab. $t_1 = 151^\circ$ C.) auf $p = 2$ Atm. expandieren, und fragen abermals nach der Endtemperatur. Die absol. Anfangs-Temperatur ist $T_1 = 273 + t_1 = 424^\circ$ während $\frac{P}{P_1} = \frac{p}{p_1} = 0_{,4}$. Nach 17 . γ, S. 33 ergibt sich die absolute Endtemperatur

$$T = T_1 \left(\frac{P}{P_1}\right)^{\frac{x-1}{x}} = 424 \,.\, 0_{,4}^{\;0_{,291}} = 324_{,8}^\circ$$

d. i. $t = T - 273 = 52^\circ$ Cels. Bei der Expansion des gesättigten Dampfes entstünde somit nach dem Poisson'schen Gesetze ein Wasserdampf von 2 Atm. Spannung bei 52° Cels. Nun besitzt aber der gesättigte Dampf von 2 Atm. nach Fliegner eine Temperatur von $119_{,6}$° Cels.; jener expandierte Dampf wäre also sehr ansehnlich kühler, als der gesättigte Dampf von gleicher Spannung; ein solcher Dampf ist undenkbar, und das erhaltene Resultat bedeutet, dass bei der Expansion des gesättigten Wasserdampfes mit Arbeitsverrichtung durch die übergrosse Abkühlung ein ansehnlicher Theil desselben tropfbar niederschlagen wird, und mit dem in Dampfform verharrenden Antheile ein Gemisch von Dampf und tropfbarem Wasser (in Dunstform) bildet.

rechnungsmässigen Feststellung seines Endzustandes unanwendbar; es führt uns wohl zu dem richtigen Schlusse, dass bei der Expansion des ursprünglich gesättigten Wasserdampfes mit Arbeitsverrichtung die Temperatur in einem höheren Masse sinkt, als es die hierbei abnehmende Spannung für den Sättigungszustand erfordern würde, dass somit eine partielle Condensation (Dunstbildung) innerhalb des expandierenden Dampfes stattfindet, welche Erscheinung auch schon experimentell beobachtet und constatiert wurde: wie gross aber die wirkliche Spannung und die wirkliche Temperatur des hierbei in Gasform verharrenden Dampfes (bezw. des Gemisches) ist, darüber lässt uns das Poisson'sche Gesetz im Unklaren. Indess wird die Bedingung der Giltigkeit dieses Gesetzes in der Anwendung nie ganz erfüllt, denn wärmedichte Gefässe (welche nämlich jegliche Wärme-Mittheilung an den expandierenden gasförmigen Körper von aussen eben so wie jegliche Wärme-Ableitung von dem in Compression begriffenen Gase oder Dampfe nach aussen vermeiden liessen) gibt es eben trotz der sorgfältigsten Einhüllungen der betreffenden Maschinen-Cylinder in der Anwendung nicht. Eben so wenig ist aber auch die Giltigkeitsbedingung des einfachen Mariotte'schen Gesetzes in der Anwendung vollständig zu erfüllen, die Bedingung nämlich, dass dem expandierenden Gase (oder Dampfe) von aussen (durch die Warmhaltung der Cylinderwände) gerade so viel Wärme zugeführt würde, und dass andererseits dem in Compression befindlichen Gase (oder Dampfe) nach aussen durch die kühlende Wirkung der Cylinderwände gerade so viel Wärme entzogen würde, dass hiermit im ersteren Falle die Abkühlung (bei der Expansion), im zweiten Falle die Erwärmung (bei der Compression) ganz paralysiert werden und somit in beiden Fällen die Temperatur ungeändert (constant) erhalten werden könnte.

Wenn nun nahezu in allen Fällen der technischen Anwendung die betreffenden Umstände derartig sind, dass sie zwar weder der Bedingung des Mariotte'schen noch jener des Poisson'schen Gesetzes entsprechen, wohl aber irgend dazwischen liegende Verhältnisse darbieten, so wird für die thatsächliche Zustandsänderung des expandierenden oder zu comprimierenden Gases (oder Dampfes) ein Gesetz in Anwendung gebracht werden können, welches zwischen dem Mariotte'schen Gesetze $P\ V = \text{Const.}$ und dem Poisson'schen Gesetze $P\ V^{\varkappa} = \text{Const.}$ irgend dazwischen liegt, also ein (sagen wir:) Modificiertes Poisson'sches Gesetz:

$$\left.\begin{array}{c} \dfrac{P}{P_1} = \left(\dfrac{V_1}{V}\right)^k \\ \text{bezw. } P\ V^k = \text{Const.} \end{array}\right\} \quad 17'.)$$

worin der Exponent k irgend einen zwischen der Einheit (Mariotte) und zwischen $\varkappa = 1{,}41$ (Poisson) liegenden Werth annimmt, welcher nach den jeweilig obwaltenden Verhältnissen — nach der Intensität der thatsächlichen Erwärmung oder Abkühlung von aussen — zu beurtheilen sein wird. Dabei wird jedoch der Techniker in solchen Fällen, in welchen vermöge der obwaltenden Verhältnisse der Exponent k irgend näher der Einheit liegt und überall dort, wo durch die Annahme $k = 1$ ein verhältnissmässig unansehnlicher Fehler begangen wird, die Annahme $k = 1$ wirklich machen, d. h. er wird sich nach aller Möglichkeit des einfachen Mariotte'schen Gesetzes — eben seiner Einfachheit und Handsamkeit wegen — bedienen, und eventuell den hiermit zu begehenden Fehler durch anderweitige entsprechende Annahmen nach Möglichkeit paralysieren

In solcher Weise wird (um hier zugleich mit den Dampfmaschinen auch die verwandten Luftcompressions- und die Pressluft-Maschinen vorübergehend zu berücksichtigen) bei den Niederdruck-Gebläsen (auch für grosse Hochöfen), welche einen Ueberdruck von $\frac{1}{2}$ Atmosphäre (38 Centm. Quecksilber) kaum übersteigen, ohne Weiteres das einfache Mariotte'sche Gesetz zur Anwendung kommen können, weil hierbei die mit der Compression verbundene Temperaturerhöhung eine zu geringe ist, als dass durch ihre Vernachlässigung ein technisch fühlbarer Fehler zu begehen wäre. Hingegen wird bei den Hochdruck- (Bessemer-) Gebläsen, in welchen die Temperaturerhöhung durch die Luftverdichtung eine bedeutende, wenn auch nicht der Bedingung wärmedichter Gefässe ganz entsprechende ist, für die Zustandsänderung der Luft das modificierte Poisson'sche Gesetz (mit einem Werthe von k nahe mitten zwischen 1 und 1,41) anzuwenden sein.

Bei den Compressoren (Erzeugern von Pressluft als Secundär-Motor) wird für die Zustandsänderung der Luft (bezüglich P und V) innerhalb eines Trocken-Compressors beiläufig das gleiche Gesetz (wie für die Hochdruck-Gebläse), jedoch mit einem je nach der Intensität der äusseren Kühlung etwas variierenden Werthe von k (etwa zwischen $k = 1{,}15$ und $k = 1{,}25$) in Anwendung gebracht werden können. Hingegen wird bei einem nassen Compressor mit durchgreifender Kühlung für die Zustandsänderung der Luft innerhalb desselben zumeist die Annahme gestattet sein, dass die Abkühlung der Luft durch die Einspritzung nahe bis auf die ursprüngliche Lufttemperatur erfolge, d. h. dass die Temperatur nahezu ungeändert bleibe, weshalb in Betreff des Verhaltens von Spannung und Volumen (ohne einen namhaften Fehler) das einfache Mariotte'sche Gesetz in Anwendung gebracht werden kann.*)

Bei den Dampfmaschinen wird für die gewöhnliche (unansehnliche) Compression (eben wegen ihrer Unansehnlichkeit) das einfache Mariotte'sche Gesetz anzuwenden gestattet sein. Bei Maschinen mit Compression im engeren Sinne (bis nahe zur Gegendampfspannung) wird hingegen erstlich für (verhältnissmässig) trockenen Dampf das modificierte Poisson'sche Gesetz etwa mit $k = 1{,}2$, für mässig feuchten Dampf etwa mit $k = 1{,}1$, für feuchten Dampf aber mit $k = 1$ (also diesfalls das einfache Mariotte'sche Gesetz) anzuwenden sein; bei sehr feuchtem Dampfe kann k sogar etwas unter die Einheit sinken.

Was nun die Expansion bei den Dampfmaschinen als Hauptsache betrifft, so ist zu unterscheiden, ob ein Dampfhemd vorhanden ist oder nicht. Bei den Dampfhemd-Maschinen halten wir im Allgemeinen die Annahme für gestattet, dass die Erwärmung des expandierenden Dampfes von aussen der inneren Abkühlung nahezu das Gleichgewicht hält und wenden daher ohne

*) Für die Beurtheilung der von der betreffenden (primären) Kraftmaschine zu entwickelnden Leistung ist jedoch zu beachten, dass dieselbe (ausser der der Zustandsänderung der Luft innerhalb des Compressors entsprechenden Wirkung) auch noch denjenigen Antheil der mechanischen Arbeit zu entwickeln hat, welcher in der Form von Wärme an die kühlenden Wände und an das Kühlwasser abgegeben wird, und welcher im Innern des Presscylinders an dem Verhalten der Spannungen nicht zur Wahrnehmung gelangt. Dieser Umstand bedingt bei den Pressluft-Anlagen einen sehr bedeutenden Effectverlust zwischen der primären Kraftmaschine und der Pressluftmaschine, als der secundären Kraftmaschine, welcher Verlust bei den Trocken-Compressoren noch ansehnlich grösser als bei den nassen Compressoren (mit Einspritzung) ausfällt, insofern die Pressluft auch bei den ersteren in einer langen Leitung bis nahe auf die Temperatur der äusseren (atmosphärischen) Luft abgekühlt wird, welche nachträgliche Abkühlung bedeutend ungünstiger auf die Effectverhältnisse einwirkt, als die gleich im (nassen) Compressor selbst bewirkte Abkühlung. In mässigem Grade kommt ein solcher Effectverlust auch bei den Hochdruck-Gebläsen zur Geltung.

Weiteres das einfache Mariotte'sche Gesetz an (nach welchem sich diesfalls die Spannungen der Indicator-Diagramme annähernd auch thatsächlich verhalten); insbesondere bei gleichzeitiger Receiver-Heizung der Mehrcylinder- (Verbund-) Maschinen kann die Expansionscurve erwiesenermassen sogar über die Mariotte'sche (isothermische) Curve steigen, d. h. $k < 1$ werden (was wir indess sicherheits- und einfachheitshalber nicht zur Geltung bringen wollen). Bei mangelndem Dampfhemde wäre für die Expansion von rechtswegen die Anwendung des modificierten Poisson'schen Gesetzes geboten und wir halten die Beachtung dieses Gebotes im Principe aufrecht: doch der Einfachheit der betreffenden zahlreichen Berechnungen wegen, so wie in Anbetracht des Umstandes, dass der Mangel des Dampfhemdes bei einer jeden Maschine, welche auch nur halbwegs den Anspruch auf Vollkommenheit machen soll, als ein Verstoss gegen die fachliche Raison zu betrachten ist und dass es eben bei minder vollkommenen Maschinen auf eine besondere Accuratesse der Berechnung gar nicht ankommen kann, können wir uns erlauben, auch die Maschinen ohne Dampfhemd zwar ebenfalls nach dem einfachen Mariotte'schen Gesetze zu rechnen, hierbei jedoch der geringeren Expansions-Wirkung derselben in anderer Weise (durch entsprechende Annahmen bezüglich der Grösse der schädlichen Räume und der Drosslung) Rechnung zu tragen.

Bei den Pressluftmaschinen (als secundären Kraftmaschinen) endlich wird für die Expansion gleich wie für die Compression das modificierte Poisson'sche Gesetz mit einem ansehnlichen Werthe von k anzuwenden sein. Im Falle die Pressluft zuvor erwärmt wird, erhält k einen entsprechend kleineren Werth, die Wirkung wird hierdurch gesteigert, hauptsächlich aber die Eisbildung beim Auspuff vermieden.

Man wird wohl nicht viel fehlen, wenn man die Leistung der Pressluftmaschinen nach jener der Dampfmaschinen mit Auspuff ohne Hemd beurtheilt.

4. KAPITEL.

Bestimmung der Dampfwirkung in irgend einer Phase der Dampfvertheilung.

§ 15.

Dampfwirkung bei constantem (eventuell mittlerem) Dampfdrucke.

Wenn bei einer Dampfmaschine O die Grösse der Kolbenfläche bezeichnet, welche dem Dampfdrucke ausgesetzt ist (wirksame Kolbenfläche), und wenn dieser Druck während irgend einer Phase der Dampfvertheilung entweder constant $= P_c$ pro Flächeneinheit, oder aber wenn P_c der mittlere Werth des etwa vorhandenen veränderlichen Dampfdruckes während dieser Phase ist, welche durch einen Kolbenweg λ andauert, dann beträgt die betreffende Dampfwirkung einfach

$$W = OP_c\,\lambda \quad . \quad . \quad 18.)$$

Hierbei ist $O\lambda$ das von der wirksamen Kolbenfläche O zurückgelegte Volumen $= V_c$; man hat somit auch:

$$W = P_c\,V_c \quad . \quad . \quad 18'.)$$

Mit Ausnahme der Expansions- und Compressionsperiode können alle übrigen Phasen der Dampfvertheilung in Betreff der Dampfwirkung mittelst 18) resp. 18') erledigt werden. Die Expansionswirkung und die Compressionswirkung wird aber entweder (und zwar überall dort, wo es nur halbwegs angeht) nach dem einfachen Mariotte'schen Gesetze, oder aber nach dem (entsprechend „modificierten") Poisson'schen Gesetze zu bestimmen sein. Die Entwicklung der betreffenden Formeln folgt in den nächsten zwei Paragraphen.

§ 16.

Bestimmung der Expansionswirkung und der Compressionswirkung unter Annahme des einfachen Mariotte'schen Gesetzes.

Es expandiere ein (anfängliches) Dampfvolumen V_1 bei der (anfänglichen) Spannung P_1 pro Flächeneinheit auf ein (schliessliches) Volumen V_2; es sei V das (variable) Volumen und P die (variable) Spannung in irgend einem Momente

der Expansion, so ist die elementare Expansionswirkung (da bei der Expansion V zunimmt, mithin dV positiv ist):

$$dW_e = PdV\text{*)}$$

Wenn hingegen das (anfängliche) Dampfvolumen V_1 bei der (anfänglichen) Spannung P_1 pro Flächeneinheit auf das (schliessliche) Volumen V_2 comprimiert wird, und wenn V und P die veränderlichen Werthe des Volumens und der Spannung in irgend einem Momente der Compression bezeichnen, so ist die elementare Compressionswirkung (da bei der Compression V abnimmt, mithin dV essentiell negativ ist):

$$dW_c = -P\,d\,V.$$

Nimmt man nun an, dass sich die variablen P und V in beiden Fällen nach dem einfachen Mariotte'schen Gesetze verhalten, wonach beiderseits

$$\frac{P}{P_1} = \frac{V_1}{V} \text{ d. h. } P = P_1 V_1 \frac{1}{V}$$

zu setzen ist, so hat man zunächst für die Expansionswirkung W_e

$$dW_e = P_1 V_1 \frac{dV}{V}$$

Innerhalb der Grenzen V_1 (als Anfangswerth) und V_2 (als Endwerth) integriert, ergiebt sich:

$$W_e = P_1 V_1 \text{ logn. } V \Big\}_{V_1}^{V_2}$$

$$W_e = P_1 V_1 (\text{logn. } V_2 - \text{logn. } V_1), \text{ d. h.}$$

$$W_e = P_1 V_1 \text{ logn. } \frac{V_2}{V_1}, \text{ oder}$$

$$\left.\begin{aligned} W_e &= P_1 V_1 \text{ logn. } \varepsilon \\ \text{wobei } \varepsilon &= \frac{V_2}{V_1} = \frac{P_1}{P_2} \end{aligned}\right\} \quad . \; . \; 19)$$

ε ist der (wahre) Expansionsgrad (grösser als die Einheit).

Desgleichen hat man für die Compressionswirkung W_c gemäss Obigem

$$d\,W_c = -P_1\,V_1 \frac{d\,V}{V}$$

$$W_c = -P_1\,V_1 \text{ logn. } V \Big|_{V_1}^{V_2}$$

woraus einfach (durch Vertauschung der Integrationsgrenzen)

$$W_c = P_1\,V_1 \text{ logn. } \frac{V_1}{V_2}$$

folgt; oder aber

$$\left.\begin{aligned} W_c &= P_1\,V_1 \text{ logn. } \varepsilon_1 \\ \text{wobei } \varepsilon_1 &= \frac{V_1}{V_2} = \frac{P_2}{P_1} \end{aligned}\right\} \quad . \; . \; 19')$$

ε_1 ist der Compressionsgrad (grösser als die Einheit).

Zusatz.

Da nach dem einfachen Mariotte'schen Gesetze das Produkt $P_1\,V_1 = P_2\,V_2 = P_x\,V_x$ gesetzt werden kann, wobei P_x und V_x zusammengehörige Werthe von Spannung und Volumen in irgend einem beliebigen Zustande der in Betracht

*) Wenn O die wirksame Kolbenfläche und x den (variablen) Kolbenweg bezeichnet, so ist zuvörderst $dW_e = OPdx$; da nun $O\,dx = d\,V$, so ist $dW_e = Pd\,V$.

gezogenen Gasmenge oder in Gasform verharrenden Dampfmenge bezeichnen, so kann man (anstatt 19 und 19') auch setzen:

die Expansionswirkung $W_e = P_x \; V_x$ logn. ε . . ad 19.)

„ Compressionswirkung $W_c = P_x \; V_x$ logn. ε_1 . . ad 19.')

wobei ε und ε die in 19 und 19' angesetzten Werthe (beide $>$ 1) haben.

§ 17.

Bestimmung der Expansionswirkung und der Compressionswirkung nach dem Poisson'schen Gesetze.

Das betreffende Gesetz lautet allgemein:

$$\frac{P}{P_1} = \left(\frac{V_1}{V}\right)^k \text{ oder } P \, V^k = \text{Const.}$$

wobei nach Poisson, wenn jegliche Wärmeaufnahme, resp. Wärmeabgabe vermieden wird, oder aber wenn die der Wärmeaufnahme resp. Wärmeabgabe entsprechende Arbeit in die Expansions- resp. Compressionswirkung einbezogen wird, der Exponent

$$k = \varkappa = 1{,}41 \text{ (siehe S. 33);}$$

in sonstigen Fällen ist $k < 1{,}41$ und (in der Regel) $k > 1$ (siehe S. 36).

Es ist zunächst für die Expansionswirkung W_e gemäss dem vorangehenden § 16, S. 40.

$$d W_e = P \, d \, V$$

und hierin nach dem obangesetzten Gesetze

$$P = P_1 \left(\frac{V_1}{V}\right)^k = P_1 \; V_1^k \; \frac{1}{V^k} = P_1 \; V_1^k \; V^{-k}$$

somit

$$d W_e = P_1 \; V_1^k \; V^{-k} \, d V.$$

Da k eine Constante ist, so folgt für die Integrationsgrenzen V_1 (als Anfangswerth) und V_2 (als Endwerth):

$$W_e = P_1 \; V_1^k \frac{V^{-k+1}}{-k+1} \Big|_{V_1}^{V_2} = P_1 \; V_1^k \frac{V^{-k+1}}{k-1} \Big|_{V_2}^{V_1}$$

$$W_e = P_1 \; V_1^k \frac{1}{k-1} \left(V_1^{-k+1} - V_2^{-k+1}\right) = P_1 \; V_1 \frac{1}{k-1} \left(1 - \frac{V_1^{k-1}}{V_2^{k-1}}\right)$$

$$W_e = P_1 \; V_1 \frac{1}{k-1} \left\{1 - \left(\frac{V_1}{V_2}\right)^{k-1}\right\} = P_1 \; V_1 \frac{1}{k-1} \left\{1 - \left(\frac{1}{\varepsilon}\right)^{k-1}\right\} \qquad 20.)$$

wobei $\varepsilon = \frac{V_2}{V_1}$ der (wahre) Expansionsgrad ($\varepsilon > 1$)

Wegen $\frac{V_1}{V_2} = \left(\frac{P_2}{P_1}\right)^{\frac{1}{k}}$ kann man auch setzen:

$$W_e = P_1 \; V_1 \frac{1}{k-1} \left\{1 - \left(\frac{P_2}{P_1}\right)^{\frac{k-1}{k}}\right\} \quad . \; . \text{ ad } 20.)$$

In ähnlicher Weise hat man für die Compressionswirkung W_c gemäss dem vorangehenden § 16, S. 40

$$dW_c = - P\,dV$$

und hierin nach dem oben angesetzten Gesetze

$$P = P_1 \left(\frac{V_1}{V}\right)^k = P_1\, V_1^k\, V^{-k}$$

somit

$$dW_c = - P_1\, V_1^k\, V^{-k} dV$$

Für die Integrationsgrenzen V_1 (als Anfangswerth) und V_2 (als Endwerth) folgt

$$W_c = - P_1\, V_1^k \left.\frac{V^{-k+1}}{-k+1}\right\}_{V_1}^{V_2} = P_1\, V_1^k \left.\frac{V^{-k+1}}{k-1}\right\}_{V_1}^{V_2}$$

woraus sich ergibt:

$$\left.\begin{array}{l} W_c = P_1\, V_1 \dfrac{1}{k-1} \left\{ \left(\dfrac{V_1}{V_2}\right)^{k-1} - 1 \right\} = P_1\, V_1 \dfrac{1}{k-1} \left(\varepsilon_1^{\,k-1} - 1\right) \\ \quad\text{wobei } \varepsilon_1 = \dfrac{V_1}{V_2} \text{ der Compressionsgrad } (\varepsilon_1 > 1) \end{array}\right\} \quad 20'.)$$

Wegen $\frac{V_1}{V_2} = \left(\frac{P_2}{P_1}\right)^{\frac{1}{k}}$ kann man auch setzen:

$$W_c = P_1\, V_1 \frac{1}{k-1} \left\{ \left(\frac{P_2}{P_1}\right)^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right\} \quad . \quad . \quad \text{ad } 20'.)$$

II. ABSCHNITT.

Theoretische Bestimmung der indicierten Spannung und Wirkung der Eincylinder-Dampfmaschinen.

1. KAPITEL.

Allgemeines über die indicierte Spannung und Wirkung.

§ 18.

Erklärung.

Bei einer jeden Dampfmaschine finden gemäss Vorbemerkung S. 15 während eines einzelnen Kolbenhubes folgende Phasen der Dampfvertheilung in der Reihenfolge *a, b, c, d, e,* nach einander statt:

Auf der Admissions-Seite (hinter dem Kolben):

a) Die Dampfeinströmung oder Admission,

b) nach erfolgter Absperrung die Expansion,

d) nach erfolgter Eröffnung der Dampfaustritt oder die Vor-Ausströmung.

Auf der Emissions-Seite (vor dem Kolben):

a') Die Dampfausströmung oder Emission,

c) nach erfolgter Absperrung die Compression,

e) nach erfolgter Eröffnung der Gegendampfeintritt oder die Vor-Einströmung.

§ 19.

Buchstaben-Bezeichnungen.

1. Für den Vertheilungsschieber und sein Excenter:

δ der (wirkliche) Voreilwinkel;

ϱ der halbe (volle) Schieberhub (bei Ventilsteuerung der halbe volle Hub des an der Ventilstange angreifenden Punktes des betreffenden Hebels), oder die reducierte Excentricität; bei directem Antriebe der Schieberstange durch die Excenterstange aber die wirkliche Excentricität;

δ_i der ideale Voreilwinkel und

ϱ_i die ideale Excentricität, welche irgend einer Zwischenlage des Gleitstückes in der Coulisse entsprechen, u. z. ist stets $\delta_i > \delta$ und $\varrho_i < \varrho$;

e die äussere Deckung (bei Ventilsteuerung der lineare todte Gang des angreifenden Punktes am Einlassventil);

i die innere Deckung (bei Ventilsteuerung der lineare todte Gang des angreifenden Punktes am Auslassventil);

ξ der mit irgend einem zurückgelegten Kolbenwege l_x gleichzeitige Schieberweg, als Entfernung des Schiebers von seiner Mittellage aufgefasst, und im Sinne der Kolbenbewegung als positiv angenommen;

v_e das lineare äussere Voreilen;

v_i das lineare innere Voreilen.

2. Für den Dampfkolben und Cylinder nebst Kurbel:

l der Kolbenhub, also

$^1/_2 l$ die Kurbellänge;

l_x der Kolbenweg als Entfernung des Kolbens von seiner äussersten (der „todten" Kurbelstellung entsprechenden) Lage nach einem aus dem „todten" Punkte zurückgelegten Kurbelwinkel w;

l_1 der Kolbenweg (also $\frac{l_1}{l}$ der relative Kolbenweg) und

w_1 der zugehörige Kurbelwinkel im Momente der Absperrung hinter dem Kolben, oder bei Beginn der Expansion; sonach $\frac{l_1}{l}$ zugleich der Füllungsgrad oder die Füllung des Dampfcylinders, gleichgiltig, ob diese durch den Vertheilungsschieber selbst oder durch eine besondere Vorrichtung bewerkstelligt wird;

l_2 der Kolbenweg (also $\frac{l_2}{l}$ der relative Kolbenweg) und

w_2 der zugehörige Kurbelwinkel im Momente der Absperrung vor dem Kolben, oder bei Beginn der Compression;

l_3 der Kolbenweg (also $\frac{l_3}{l}$ der relative Kolbenweg) und

w_3 der zugehörige Kurbelwinkel im Momente der Eröffnung hinter dem Kolben, oder bei Beginn der Vor-Ausströmung;

l_4 der Kolbenweg (also $\frac{l_4}{l}$ der relative Kolbenweg) und

w_4 der zugehörige Kurbelwinkel im Momente der Eröffnung vor dem Kolben, d. h. bei Beginn der Vor-Einströmung (oder des Gegendampfes);

ε der wahre Expansionsgrad als das Verhältniss des schliesslichen zum anfänglichen Dampfvolumen bei der Expansion ($\varepsilon > 1$);

ε_1 der wahre Compressionsgrad als das Verhältniss des anfänglichen zum schliesslichen Dampfvolumen bei der Compression ($\varepsilon_1 > 1$);

D der Durchmesser des Dampfkolbens,

d jener des Kolbenstangen-Querschnittes;

O die wirksame Kolbenfläche, also wenn die Kolbenstange beiderseits durchgeht, $O = (D^2 - d^2)\frac{\pi}{4}$; und wenn sie nur einerseits

durchgeht, im Mittel eines Hin- und Herganges des Kolbens
$O = (D^2 - \frac{1}{2} d^2) \frac{\pi}{4}$;

m der Coëfficient des schädlichen Raumes, d. h. das Verhältniss des schädlichen Raumvolumens zu dem wirksamen Cylindervolumen Ol, so dass das Volumen des schädlichen Raumes $= m\,Ol$ und die dem schädlichen Raume entsprechende (ideale) Verlängerung des Dampfcylinders $= ml$;

n die Umgangs- oder Tourenzahl (Doppelhubzahl) der Maschine pro Minute.

3. Für die Dampfspannungen, welche stets als absolute Spannungen in („neuen") Atmosphären à 1 Kgr. pro Quadrat-Centimeter gemeint und aus dem folgenden dreifachen Indicator-Diagramme (Fig. 8, 9, 10) zu ersehen sind, zunächst:

$\mathfrak{A}$ der Betrag des atmosphärischen Druckes pro Flächeneinheit, also $\mathfrak{A} = 10\,000$ Kgr. pro Quadrat-Meter;

Spannungen hinter dem Kolben:

p_1 die anfängliche
p die mittlere
p_2 die schliessliche
} Admissions-Spannung,

und zwar setzen wir bei der gestatteten Annahme einer gleichförmigen Abnahme dieser Spannung in Folge der Drosslung

$p_1 = (1 + \vartheta)\, p$ und
$p_2 = (1 - \vartheta)\, p$; wobei

ϑ die Grösse der Drosslung in dem eben ersichtlich gemachten Sinne bezeichnet und je nach der Intensität der Drosslung gewöhnlich die Werthe 0,1, 0,05, bis nahe 0 — letzteres wenn keine beachtenswerthe Drosslung vorhanden ist — annimmt;

p_3 die mittlere Hinterdampfspannung während der Vor-Ausströmung.

Spannungen vor dem Kolben:

p' die mittlere Emissionsspannung, welche ebenso wie p als eine ursprüngliche (gegebene) Grösse zu betrachten ist;

p'' in der Folge stets $= 1{,}1\, p'$ angenommen, die Emissions-Endspannung, oder die Vorderdampf-Spannung am Anfange der Compression;

p''' die mittlere Vorderdampfspannung während der Vor-Einströmung, oder die mittlere Gegendampfspannung.

Ausserdem:

p_m die mittlere förderliche Hinterdampfspannung während eines einfachen Kolbenhubes;

p_v die mittlere hinderliche Vorderdampfspannung während eines einfachen Kolbenhubes;

$p_i = p_m - p_v$ die mittlere resultierende Spannungsdifferenz während eines Kolbenhubes, oder die indicierte Spannung (Brutto-Spannung);

f und f' die beiden Spannungs-Coëfficienten für die allgemeine Relation:

$$p_i = fp - f'p'.$$

4. Für die Einzelnwirkungen des Dampfes während eines einfachen Kolbenhubes, und zwar erstlich die förderlichen (producierten) Wirkungen:

W_1 die Admissions- oder Volldruckwirkung, geäussert durch den Kolbenweg l_1;

W_2 die Expansionswirkung, geäussert durch den Kolbenweg $l_3 - l_1$;

W_3 die Nachwirkung, d. h. die Wirkung des Hinterdampfes während der Vor-Ausströmung, geäussert durch den Kolbenweg $l - l_3$.

Zweitens die hinderlichen (consumierten) Wirkungen:

W' die Emissionswirkung, geäussert durch den Kolbenweg l_2;

W'' die Compressionswirkung, geäussert durch den Kolbenweg $l_4 - l_2$;

W''' die Gegendampfwirkung, geäussert durch den Kolbenweg $l - l_4$.

Ausserdem:

$W_m = W_1 + W_2 + W_3$ die summarische förderliche (producierte) Hinter-Dampfwirkung (absolute Wirkung);

$W_v = W' + W'' + W'''$ die summarische hinderliche (consumierte) Vorder-Dampfwirkung;

$W_i = W_m - W_v$ die im Sinne der Kolbenbewegung resultierende Dampfwirkung, d. i. die indicierte Wirkung (Bruttowirkung) während eines einfachen Kolbenhubes (gleich der Fläche, welche von der Indicator-Curve eingeschlossen wird).

§ 20.

Bestimmung der einzelnen Dampfwirkungen während eines einfachen Kolbenhubes.

Bei der Bestimmung der einzelnen Dampfwirkungen ist zunächst zu beachten, dass bei irgend einer Spannung p_x in Atmosphären der Druck P_x pro Flächeneinheit durch $\mathfrak{A} p_x$ und sonach der Kolbendruck (auf die Fläche O) durch $\mathfrak{A}\, O p_x$ gegeben ist.

Sonach werden zuvörderst die förderlichen (producierten) Dampfwirkungen ausgedrückt, wie folgt:

Die Admissionswirkung bei der als constant anzunehmenden (mittleren) Spannung p, geäussert durch den Kolbenweg l_1 ist

$$W_1 = \mathfrak{A}\, O p \,.\, l_1 = \mathfrak{A}\, O l p \,.\, \frac{l_1}{l} \quad . \quad . \quad 21)$$

Für die Expansionswirkung ist das zur Expansion gelangende (anfängliche) Dampfvolumen

$$V_1 = O\,(l_1 + m\,l) = O\,l\,\left(\frac{l_1}{l} + m\right);$$

und das expandierte (schliessliche) Dampfvolumen

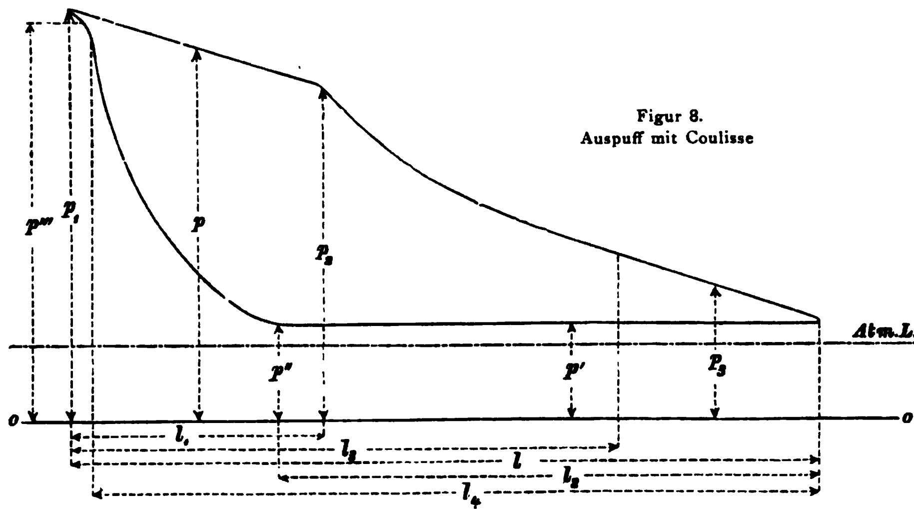
$$V_2 = O\,(l_3 + ml) = Ol\,\left(\frac{l_3}{l} + m\right);$$

daher ist zunächst der (wahre) Expansionsgrad gemäss S. 40, Gl. 19)

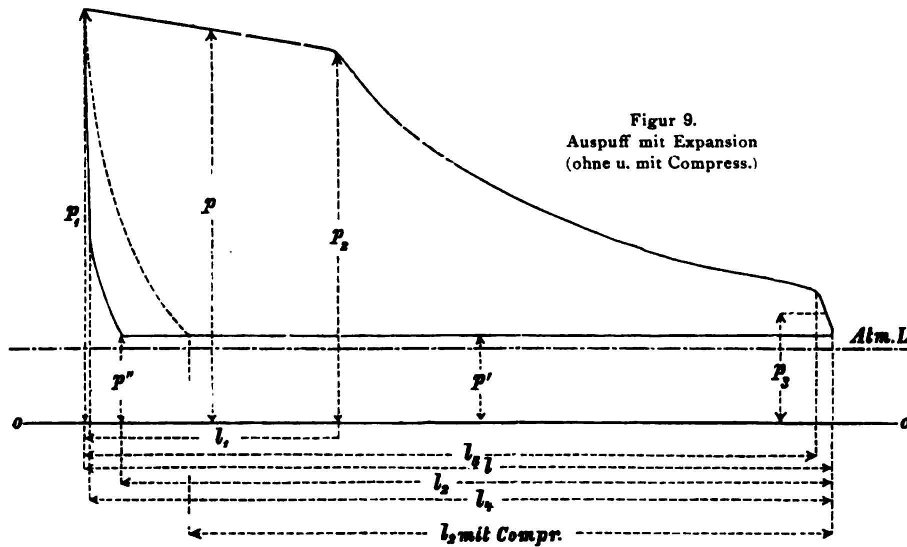
$$\varepsilon = \frac{V_2}{V_1} = \frac{\frac{l_3}{l} + m}{\frac{l_1}{l} + m};$$

dabei ist der anfängliche Druck pro Flächeneinheit

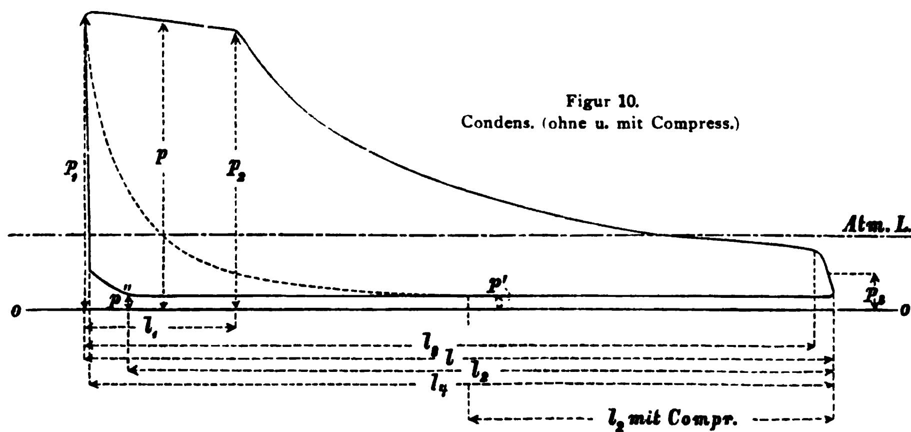
$$P_1 = \mathfrak{A}\, p_2$$



Figur 8.
Auspuff mit Coulisse



Figur 9.
Auspuff mit Expansion
(ohne u. mit Compress.)



Figur 10.
Condens. (ohne u. mit Compress.)

Somit erhalten wir nach dem einfachen Mariotte'schen Gesetze im Hinblick auf Gleichg. 19, S. 40 für die Expansionswirkung gemäss unserer Bezeichnungen den Ausdruck:

$$\left.\begin{aligned} W_2 &= \mathfrak{A} p_2 O l \left(\frac{l_1}{l} + m\right) \text{logn. } \varepsilon \\ \text{wobei } \varepsilon &= \frac{\frac{l_3}{l} + m}{\frac{l_1}{l} + m} \end{aligned}\right\} \quad . \quad . \; 22)$$

Die Nachwirkung, d. h. die Wirkung des Hinterdampfes während der Vor-Ausströmung bei der als constant anzunehmenden (weil „mittleren") Spannung p_3, geäussert durch den Kolbenweg $l - l_3$, ist:

$$W_3 = \mathfrak{A} O p_3 \; (l - l_3) = \mathfrak{A} O l \, . \, p_3 \; \left(1 - \frac{l_3}{l}\right) \quad . \quad . \; 23)$$

Sodann ist von den hinderlichen (consumierten) Dampfwirkungen erstlich:

die Emissionswirkung bei der als constant anzunehmenden Spannung p', geäussert durch den Kolbenweg l_2

$$W' = \mathfrak{A} O p' \, . \, l_2 = \mathfrak{A} O l \, . \, p' \, \frac{l_2}{l} \quad . \quad . \; 24)$$

Für die Compressionswirkung ist das zur Compression gelangende (anfängliche) Dampfvolumen:

$$V_1 = O \; (l - l_2 + ml) = O l \; \left(1 - \frac{l_2}{l} + m\right)$$

und das comprimierte (schliessliche) Dampfvolumen

$$V_2 = O \; (l - l_4 + ml) = O l \; \left(1 - \frac{l_4}{l} + m\right)$$

somit der Compressionsgrad

$$\varepsilon_1 = \frac{V_1}{V_2} = \frac{1 - \frac{l_2}{l} + m}{1 - \frac{l_4}{l} + m}$$

dabei ist der anfängliche Dampfdruck pro Flächeneinheit

$$P_1 = \mathfrak{A} p'';$$

somit ergibt sich nach dem einfachen Mariotte'schen Gesetze in Hinblick auf Gleich. 19', S. 40 die Compressionswirkung nach unserer Bezeichnung

$$\left.\begin{aligned} W'' &= \mathfrak{A} p'' \, . \, O l \; \left(1 - \frac{l_2}{l} + m\right) \text{logn. } \varepsilon_1 \\ \text{wobei } \varepsilon_1 &= \frac{1 - \frac{l_2}{l} + m}{1 - \frac{l_4}{l} + m} \end{aligned}\right\} \quad . \quad . \; 25)$$

Schliesslich ist die Gegendampfwirkung bei der als constant anzunehmenden (weil mittleren) Spannung p''', geäussert durch den Kolbenweg $l - l_4$

$$W''' = \mathfrak{A} O p''' \; (l - l_4) = \mathfrak{A} O l p''' \; \left(1 - \frac{l_4}{l}\right) \quad . \quad . \; 26)$$

§ 21.

Bestimmung der Gesammtdampfwirkung während eines einfachen Kolbenhubes.

Die allgemeinen für die einzelnen Dampfwirkungen während eines einfachen Kolbenhubes entwickelten Ausdrücke 21) bis 26) lauten in übersichtlicher Zusammenstellung wie folgt:

$$\left.\begin{aligned} W_1 &= \mathfrak{A}\, Olp\, \frac{l_1}{l} \\ W_2 &= \mathfrak{A}\, Olp_2 \left(\frac{l_1}{l} + m\right) \text{logn. } \varepsilon \\ W_3 &= \mathfrak{A}\, Olp_3 \left(1 - \frac{l_3}{l}\right) \\ W' &= \mathfrak{A}\, Olp'\, \frac{l_2}{l} \\ W'' &= \mathfrak{A}\, Olp'' \left(1 - \frac{l_2}{l} + m\right) \text{logn. } \varepsilon_1 \\ W''' &= \mathfrak{A}\, Olp''' \left(1 - \frac{l_4}{l}\right) \end{aligned}\right\} \quad . . \quad 27)$$

hierbei ist

$$\left.\begin{aligned} \varepsilon &= \frac{\frac{l_3}{l} + m}{\frac{l_1}{l} + m} \\ \varepsilon_1 &= \frac{1 - \frac{l_2}{l} + m}{1 - \frac{l_4}{l} + m} \end{aligned}\right\} \quad . . \quad 27')$$

Bevor wir behufs Bestimmung der Gesammtdampfwirkung die zusammengehörigen Einzelwirkungen addieren, wollen wir, um möglichst reductionsfähige Summen zu erhalten, gewisse Annahmen machen, durch welche die allgemeine Anwendbarkeit der Ausdrücke durchaus nicht leiden soll. Namentlich können wir die verschiedenen hierin vorkommenden Spannungen einestheils auf die mittlere Admissionsspannung p, anderentheils auf die mittlere Emissionsspannung p' beziehen, welche beiden Spannungen stets als ursprüngliche (gegebene) und in der Anwendung geläufige Grössen fungieren.

Vor Allem wurde bereits bei Gelegenheit der „Bezeichnungen“ S. 47 geltend gemacht, dass die anfängliche Admissionsspannung

$$p_1 = (1 + \vartheta)\, p$$

und die Admissions-Endspannung (übereinstimmend mit der Expansions-Anfangsspannung)

$$p_2 = (1 - \vartheta)\, p$$

gesetzt werden kann, wobei ϑ den Grad der Dampfdrosslung während der Admission charakterisiert und (bei mangelnder Drosslung) die Nulle zur Grenze hat. Wir behalten uns vor, die Grösse ϑ erst für die einzelnen Maschinengattungen — insbesondere die Steuerung betreffend — numerisch zu specialisieren. Hingegen kann man, ohne einen Verstoss gegen die allgemeine Anwendbarkeit zu begehen, die Emissions-Endspannung — übereinstimmend mit der Compressions-Anfangsspannung — für alle Fälle

$$p'' = 1{,}1\, p'$$

setzen, wobei allerdings vorausgesetzt wird, dass die Ausströmung bei einer jeden Dampfmaschine, wie es sein soll, möglichst ungehindert stattfindet.

Es erübrigen noch die beiden Spannungen p_3 und p''', wovon die erstere (Vor-Ausströmungs-Spannung) gewöhnlich mit p' und die letztere (Gegendampfspannung) mit p in ein bestimmtes Verhältniss gesetzt wird. Dieses bestimmte Verhältniss existiert nun durchaus nicht und die Annahme desselben ist bei den gewöhnlichen Dampfmaschinen (ohne Coulisse) nur deshalb gestattet, beziehungsweise es ist der hierdurch begangene Fehler nur deshalb von geringer Bedeutung, weil bei diesen Maschinen die betreffenden Phasen der Dampfvertheilung (Vor-Ausströmung und Gegendampf) nur von sehr geringer Ausdehnung (auf die Kolbenbewegung bezogen) zu sein pflegen.

Will man aber alle Gattungen der Dampfmaschinen, namentlich auch jene mit Coulissen-Steuerung in Betracht ziehen, so ist die genannte allerdings sehr vereinfachende Annahme nicht gestattet, und in Folge dessen eine etwas grössere (aber durchaus nicht beirrende) Complication der betreffenden Ausdrücke unvermeidlich.

Wir wollen der Natur der Sache wohl entsprechend annehmen, dass die Vor-Austrittsspannung, deren Mittelwerth $= p_3$, von ihrem Anfangswerthe zu ihrem Endwerthe gleichförmig abnimmt, und dass die Gegendampfspannung, deren Mittelwerth $= p'''$, von ihrem Anfangswerthe zu ihrem Endwerthe gleichförmig zunimmt.

Demgemäss wird p_3 als das arithmetische Mittel aus der Expansions-Endspannung $\frac{1}{\varepsilon} p_2$ und der Emissionsspannung p', und in ähnlicher Weise wird p''' als das arithmetische Mittel aus der Compressions-Endspannung $\varepsilon_1 p''$ und der Admissions-Anfangsspannung p_1 anzunehmen sein, d. h. es ist zu setzen:

$$p_3 = {}^1/_2 \left(\frac{1}{\varepsilon} p_2 + p'\right) = {}^1/_2 \left\{\frac{1}{\varepsilon} (1-\vartheta)\, p + p'\right\}$$

$$p''' = {}^1/_2 \left(\varepsilon_1 p'' + p_1\right) = {}^1/_2 \left\{1{,}1\, \varepsilon_1 p' + (1+\vartheta)\, p\right\}$$

Die in 27) einzusetzenden Ausdrücke sind demnach:

$$\left.\begin{aligned} p_2 &= (1-\vartheta)\, p \\ p_3 &= {}^1/_2 \left\{\frac{1}{\varepsilon}(1-\vartheta)\, p + p'\right\} \\ p'' &= 1{,}1\, p' \\ p''' &= {}^1/_2 \left\{1{,}1\, \varepsilon_1 p' + (1+\vartheta)\, p\right\} \end{aligned}\right\} \quad . \; . \quad 28)$$

Hiermit ergibt sich aus dem Gleichungs-Schema 27):

$$\left.\begin{aligned} W_1 &= \mathfrak{A}\, Ol \,.\, p \,.\, \frac{l_1}{l} \\ W_2 &= \mathfrak{A}\, Ol \,.\, p\, (1-\vartheta) \left(\frac{l_1}{l} + m\right) \text{logn. } \varepsilon \\ W_3 &= \mathfrak{A}\, Ol \,.\, p \,.\, \frac{1}{2\varepsilon} (1-\vartheta) \left(1-\frac{l_3}{l}\right) + \mathfrak{A}\, Ol \,.\, p' \,.\, {}^1/_2 \left(1-\frac{l_3}{l}\right) \\ W' &= \mathfrak{A}\, Ol \,.\, p' \,.\, \frac{l_2}{l} \\ W'' &= \mathfrak{A}\, Ol \,.\, p' \,.\, 1{,}1 \left(1-\frac{l_2}{l} + m\right) \text{logn. } \varepsilon_1 \\ W''' &= \mathfrak{A}\, Ol \,.\, p' \,.\, 0{,}55\, \varepsilon_1 \left(1-\frac{\;}{l}\right) + \mathfrak{A}\, Ol \,.\, p \,.\, {}^1/_2 (1+\vartheta) \left(1-\frac{l_4}{l}\right) \end{aligned}\right\} \quad . \; . \quad 29)$$

Digitized by Google

Wir erhalten demnach einerseits für die förderliche Gesammtwirkung oder summarische producierte Hinter-Dampfwirkung (absolute Wirkung) $W_m = W_1 + W_2 + W_3$, andererseits für die hinderliche Gesammtwirkung oder summarische consumierte Vorder-Dampfwirkung $W_v = W' + W'' + W'''$ während eines einfachen Kolbenhubes:

$$\left.\begin{aligned} W_m &= \mathfrak{A}Ol\left[\left\{\frac{l_1}{l} + (1-\vartheta)\left(\frac{l_1}{l}+m\right) \text{logn.}\, \varepsilon + \frac{1}{2\varepsilon}(1-\vartheta)\left(1-\frac{l_3}{l}\right)\right\} p \right.\\ &\qquad\left. + {}^1/_2 \left(1-\frac{l_3}{l}\right) p'\right] \\ W_v &= \mathfrak{A}Ol\left[\left\{\frac{l_2}{l} + 1{,}1\left(1-\frac{l_2}{l}+m\right) \text{logn}\, \varepsilon_1 + 0{,}55\, \varepsilon_1 \left(1-\frac{l_4}{l}\right)\right\} p' \right.\\ &\qquad\left. + {}^1/_2 (1+\vartheta)\left(1-\frac{l_4}{l}\right) p\right] \end{aligned}\right\} 30)$$

Bezeichnet nun für einen einfachen Kolbenhub p_m die mittlere (förderliche) Hinter-Dampfspannung, p_v die mittlere (hinderliche) Vorder-Dampfspannung, so kann man auch setzen:

$$\left.\begin{aligned} W_m &= \mathfrak{A}Olp_m \\ W_v &= \mathfrak{A}Olp_v \end{aligned}\right\} \quad . \; . \; 30^1)$$

Hiermit ergibt sich aus 30) und 30^1):

$$\left.\begin{aligned} p_m &= f_m p + f'_m p' \\ p_v &= f_v p' + f'_v p \end{aligned}\right\} \quad . \; . \; 31)$$

wobei die eingeführten Spannungs-Coëfficienten, und zwar

f_m und f'_m für die mittlere Hinter-Dampfspannung,

f_v „ f'_v „ „ „ Vorder-Dampfspannung,

durch die folgenden Ausdrücke gegeben sind:

$$\left.\begin{aligned} f_m &= \frac{l_1}{l} + (1-\vartheta)\left(\frac{l_1}{l}+m\right) \text{logn.}\, \varepsilon + \frac{1}{2\varepsilon}(1-\vartheta)\left(1-\frac{l_3}{l}\right) \\ f'_m &= {}^1/_2 \left(1-\frac{l_3}{l}\right) \\ f_v &= \frac{l_2}{l} + 1{,}1\left(1-\frac{l_2}{l}+m\right) \text{logn.}\, \varepsilon_1 + 0{,}55\, \varepsilon_1\left(1-\frac{l_4}{l}\right) \\ f'_v &= {}^1/_2 (1+\vartheta)\left(1-\frac{l_4}{l}\right) \end{aligned}\right\} \quad . \; . \; 32)$$

Hierbei ist gemäss 27^1):

$$\left.\begin{aligned} \varepsilon &= \frac{\frac{l_3}{l}+m}{\frac{l_1}{l}+m} \\ \varepsilon_1 &= \frac{1-\frac{l_2}{l}+m}{1-\frac{l_4}{l}+m} \end{aligned}\right\} \quad . \; . \; 32^1)$$

Es ist schliesslich die im Sinne der Kolbenbewegung resultierende Dampfwirkung, d. i. die indicierte (Brutto-) Wirkung während eines einfachen Kolbenhubes mit Rücksicht auf 30^1):

$$W_i = W_m - W_v = \mathfrak{A}Ol\,(p_m - p_v) \quad . \; . \; 33)$$

und mit Rücksicht auf 31) auch:

$$W_i = \mathfrak{A}Ol\left\{(f_m - f'_v)\, p - (f_v - f'_m)\, p'\right\} = \mathfrak{A}Ol\,(fp - f'p') \quad . \; . \; 33^1)$$

$$\left.\begin{array}{ll}\text{wobei } f = f_m - f'_v \\ \text{und } f' = f_v - f'_m\end{array}\right\} \quad . \quad . \; 33'')$$

Bezeichnet nun p_i die mittlere Spannungsdifferenz, d. i. die indicierte (Brutto-) Spannung, so kann man auch setzen:

$$W_i = \mathfrak{A}Ol . p_i \quad . \quad . \; 34)$$

Hiermit ergibt sich mit Rücksicht auf 33) und 33[1]):

$$p_i = p_m - p_v = fp - f'p' \quad . \quad . \; 34^1)$$

wobei gemäss 33'') und 32) die Coëfficienten f und f' für die indicierte (Brutto-) Spannung durch die folgenden Ausdrücke gegeben sind:

$$\left.\begin{array}{l} f = \frac{l_1}{l} + (1-\vartheta)\left(\frac{l_1}{l} + m\right) \text{logn. } \varepsilon + \frac{1}{2\varepsilon}(1-\vartheta)\left(1 - \frac{l_3}{l}\right) - \\ \qquad\qquad\qquad\qquad\qquad {}^1/_2 (1+\vartheta)\left(1 - \frac{l_4}{l}\right) \\ f' = \frac{l_2}{l} + 1{,}1\left(1 - \frac{l_2}{l} + m\right) \text{logn. } \varepsilon_1 + 0{,}55\, \varepsilon_1 \left(1 - \frac{l_4}{l}\right) - {}^1/_2 \left(1 - \frac{l_3}{l}\right) \end{array}\right\} \quad . \quad . \; 35)$$

Hierin ist gemäss 27[1]) oder 32[1])

$$\left.\begin{array}{l} \varepsilon = \dfrac{\frac{l_3}{l} + m}{\frac{l_1}{l} + m} \\ \varepsilon_1 = \dfrac{1 - \frac{l_2}{l} + m}{1 - \frac{l_4}{l} + m} \end{array}\right\} \quad . \quad . \; 36)$$

§ 22.

Recapitulation.

Die stets giltigen Hauptbeziehungen zur Beurtheilung der Dampfwirkung einer Dampfmaschine während eines einfachen Kolbenhubes lauten in übersichtlicher Zusammenstellung wie folgt:

$$\left.\begin{array}{l} W_i = \mathfrak{A}Ol\,(p_m - p_v) = \mathfrak{A}Ol\; p_i \\ p_m = f_m p + f'_m p' \\ p_v = f_v p' + f'_v p \\ p_i = p_m - p_v = fp - f'p' \\ f = f_m - f'_v \\ f' = f_v - f'_m \end{array}\right\} \quad . \quad . \; 37)$$

Hierbei sind die Spannungs-Coëfficienten und zwar:

f_m und f'_m für die mittlere förderliche Spannung p_m
f_v „ f'_v „ „ „ hinderliche „ p_v
f „ f' „ „ „ Spannungsdifferenz oder die indicierte (Brutto-) Spannung p_i durch die Ausdrücke 32) und 35) nebst den zugehörigen Beziehungen 36) gegeben.

Für die Berechnung der resultierenden Dampfwirkung (indicierten Wirkung) W_i allein — ohne eine weitere Untersuchung — reicht es allerdings hin, die Beziehungen

$$\left.\begin{array}{r} W_i = \mathfrak{A} Ol\, p_i \\ \text{und}\quad p_i = fp - f' p' \end{array}\right\} \quad . \quad . \quad 37^1)$$

festzuhalten.

Es ist jedoch hierbei zu bemerken, dass fp nicht etwa die mittlere Hinterdampfspannung und $f'p'$ nicht etwa die mittlere Vorderdampfspannung darstellt; wenn es sich auch um die Feststellung dieser beiden genannten Spannungen (p_m und p_v) handelt, wovon die erstere (p_m) die mittlere Höhe der oberen Indicatorcurve und die zweite (p_v) die mittlere Höhe der unteren Indicatorcurve angibt, dann muss man eben die gesammten Beziehungen 37) in Betracht ziehen.

Bemerkung. Es ist selbstverständlich, dass man aus den Spannungs-Coëfficienten f und f', welche bei der Dampfmaschinen-Berechnung die wichtigste Rolle spielen, stets auch auf die Coëfficienten f_m und f_v schliessen kann, sobald man die einfachen Ausdrücke für f'_m und f'_v aus 32) festhält; es ist nämlich sodann gemäss 37):

$$\left.\begin{array}{l} f_m = f + f'_v \\ f_v = f' + f'_m \end{array}\right\} \quad . \quad . \quad 37'')$$

Die Ausdrücke 32) und 35) für die Spannungs-Coëfficienten, durch welche die Theorie der Dampfmaschine in Bezug auf die Bestimmung der Dampfwirkung im Wesentlichen erledigt ist, können mit den zugehörigen Beziehungen 36) als ganz allgemein — für eine beliebige Gattung der eincylindrigen Dampfmaschinen — giltig angesehen werden, insofern man für die Dampf-Expansion und Compression in einem Dampfcylinder das einfache Mariotte'sche Gesetz als anwendbar erachtet.

Diese Ausdrücke erfahren übrigens, sobald man sich zunächst für einen numerischen Werth von ϑ (Grösse der Drosslung), dann aber auch für irgend eine Maschinengattung, insbesondere die Steuerung anlangend, entschliesst, durch die betreffende Specialisierung eine gewisse Vereinfachung, welche allerdings für diejenigen Maschinen am ausgiebigsten ausfällt, bei welchen die Füllung durch eine von der Coulisse verschiedene Vorrichtung reguliert wird.

Diese Specialisierungen sollen für die vorkommenden Fälle in dem Nachfolgenden durchgeführt und hierdurch die erhaltenen theoretischen Resultate für die praktische Anwendung vorbereitet werden.

2. KAPITEL.

Specialisierung der vorangehenden allgemeinen Theorie für die Dampfmaschinen mit Coulissen-Steuerung.

§ 23.

Grösse der Drosslung.

Bei Maschinen mit Coulissen-Steuerung wird zunächst die Drosslung stets eine namhafte sein, d. h. es wird die Grösse ϑ einen bedeutenderen Werth annehmen; denn wenn solche Maschinen mit grosser Füllung arbeiten, so wird (eine entsprechende Kolbengeschwindigkeit vorausgesetzt) eo ipso eine bedeutende Spannungsabnahme während der Admission wahrzunehmen sein; nimmt aber die Füllung ab, so wird die Bewegung des Vertheilungsschiebers immer mehr schleichend und die Eröffnung der Dampfkanäle immer mehr abnehmend; da aber die Absperrung auf der Admissionsseite eben auch durch den Vertheilungsschieber besorgt wird, und hierselbst die Kanaleröffnungen überdies viel geringer sind, als auf der Emissionsseite, so sind die Bedingungen für eine bedeutende Spannungsabnahme während der Admission bei einer beliebigen Füllung jedenfalls vorhanden.

Da ausserdem bei diesen Maschinen auch das Admissionsventil (oder dgl.) in der Regel nur mässig geöffnet zu sein pflegt und hierdurch auch von vorneher auf einen gewissen Grad der Drosslung vorsätzlich hingearbeitet wird, so wollen wir für die mittelst Coulisse gesteuerten Maschinen

$$\vartheta = 0{,}1$$

setzen, d. h. bezogen auf die mittlere Admissionsspannung p

die anfängliche Admissionsspannung $p_1 = (1 + \vartheta)\, p = 1{,}1\, p$

„ schliessliche „ $p_2 = (1 - \vartheta)\, p = 0{,}9\, p$

annehmen.

Hiermit gehen die allgemeinsten Ausdrücke 32) und 35) der sämmtlichen Spannungs-Coëfficienten in die folgenden, für den angenommenen Drosslungsgrad noch immer allgemein giltigen Ausdrücke über:

$$\left.\begin{aligned} f_m &= \frac{l_1}{l} + 0{,}9\left(\frac{l_1}{l} + m\right) \text{logn. } \varepsilon + 0{,}45\,\frac{1}{\varepsilon}\left(1 - \frac{l_3}{l}\right) \\ f'_m &= \frac{1}{2}\left(1 - \frac{l_3}{l}\right) \\ f_v &= \frac{l_2}{l} + 1{,}1\left(1 - \frac{l_2}{l} + m\right) \text{logn. } \varepsilon_1 + 0{,}55\,\varepsilon_1\left(1 - \frac{l_4}{l}\right) \\ f'_v &= 0{,}55\left(1 - \frac{l_4}{l}\right) \end{aligned}\right\} \quad . \; . \; 38)$$

Hieraus berechnet sich

$$f = f_m - f'_v$$
$$f' = f_v - f'_m$$

oder aber man hat von vorn herein:

$$\left.\begin{aligned} f &= \frac{l_1}{l} + 0{,}9\left(\frac{l_1}{l} + m\right) \text{logn. } \varepsilon + 0{,}45\,\frac{1}{\varepsilon}\left(1 - \frac{l_3}{l}\right) - 0{,}55\left(1 - \frac{l_4}{l}\right) \\ f' &= \frac{l_2}{l} + 1{,}1\left(1 - \frac{l_2}{l} + m\right) \text{logn. } \varepsilon_1 + 0{,}55\,\varepsilon_1\left(1 - \frac{l_4}{l}\right) - 0{,}5\left(1 - \frac{l_3}{l}\right) \end{aligned}\right\} \quad . \; . \; 39)$$

Hierbei sind gemäss 36) die Grössen

$$\left.\begin{aligned} \varepsilon &= \frac{\frac{l_3}{l} + m}{\frac{l_1}{l} + m} \\ \varepsilon_1 &= \frac{1 - \frac{l_2}{l} + m}{1 - \frac{l_4}{l} + m} \end{aligned}\right\} \quad . \; . \; 39^1)$$

bei einer gewissen Grösse m des schädlichen Raumes durch die relativen Kolbenwege $\frac{l_1}{l}$, $\frac{l_2}{l}$, $\frac{l_3}{l}$, $\frac{l_4}{l}$ gegeben, wonach auch die sämmtlichen Spannungs-Coëfficienten in 38) und 39) durch dieselben relativen Kolbenwege bestimmt wären.

Behufs weiterer Specialisierung wird es sich demnach um die numerische Bestimmung der zusammengehörigen Werthe jener relativen Kolbenwege, vor Allem jedoch um die Feststellung der Maximal- und Minimal-Füllung bei der Coulissen-Steuerung handeln.

§ 24.

Feststellung der Maximal- und Minimal-Füllung bei der Coulissen-Steuerung.

Wir wollen hiermit den bei einer Maschine mit Coulissen-Steuerung zulässigen grössten und kleinsten Werth von $\frac{l_1}{l}$ (d. h. die mögliche grösste und kleinste Füllung) feststellen lernen, um sodann zu diesen und beliebigen dazwischen liegenden Werthen von $\frac{l_1}{l}$ die zugehörigen Werthe von $\frac{l_2}{l}$, $\frac{l_3}{l}$ und $\frac{l_4}{l}$ bestimmen zu können.

Bemerkung. Wir versehen die relativen Schieberwege $\frac{l_1}{l}\,\frac{l_2}{l}\,\frac{l_3}{l}$ und $\frac{l_4}{l}$ für den vollen Schieberhub, wobei sie sämmtlich am grössten sind, mit dem Zeiger „max." und für den kleinsten Schieberhub, dem Nullpunkte der Coulisse entsprechend, wobei dieselben am kleinsten sind, mit dem Zeiger „min."

Im Uebrigen charakterisieren wir, wo dies nöthig, die Grössen für den Nullpunkt der Coulisse mit einem Strich oben (').

Insbesondere den Voreilwinkel δ und die Excentricität (halben Schieberhub) ϱ betreffend, gelten δ und ϱ für den vollen Schieberhub, also für die äusserste Lage des Gleitstückes in der Coulisse, und bezeichnen die genannten Grössen in der Wirklichkeit; δ_i und ϱ_i bezeichnen den „idealen" (vergrösserten) Voreilwinkel und die „ideale" (verkürzte) Excentricität für irgend eine Zwischenlage des Gleitstückes in der Coulisse; δ'_i und ϱ'_i gelten für die Mittellage des Gleitstückes, also für den Nullpunkt der Coulisse.

Als gegeben sind diesfalls zu betrachten: der Voreilwinkel δ der beiden Vertheilungsexcenter und die äussere Schieberdeckung e im Verhältnisse zu der Excentricität ϱ, beziehungsweise e als Vielfaches von ϱ, ($e = C.\ \varrho$).

Die innere Deckung i, welche numerisch stets klein, häufig $= 0$, mitunter auch negativ und auf die Gesammtdampfwirkung von geringem Einflusse ist, nehmen wir dort, wo es sich eben nur um die Grösse der Dampfwirkung handeln wird, der Einfachheit halber für Coulissen-Steuerung durchaus $= 0$ an.

Für einen beliebigen aus der sogenannten todten Lage zurückgelegten Kurbelwinkel w ist gemäss Gl. 1) S. 17 der Kolbenweg aus der äussersten (anfänglichen) Lage:

$$l_x = {}^1/_2\ l\ (1 - \cos\ w)$$

und der Schieberweg aus der Mittellage bei vollem Schieberhube:

$$\xi = \varrho\ \sin\ (w + \delta)$$

Für die Maximalfüllung $\frac{l_1}{l}_{\text{max.}}$ (bei vollem Schieberhube) ist der Schieberweg im Momente der Absperrung gemäss Gl. 3) S. 18

$$\varrho\ \sin\ (w_1 + \delta) = e$$

wobei w_1 den zurückgelegten Kurbelwinkel im Momente der Absperrung bezeichnet. Hieraus ergibt sich numerisch:

$$\left.\begin{array}{c} \sin\ (w_1 + \delta) = \dfrac{e}{\varrho} \\ \text{wobei } w_1 + \delta > 90^\circ \\ \text{woraus folgt } w_1 = \text{arc}\ \sin\ \dfrac{e}{\varrho} - \delta \end{array}\right\} \quad . \quad . \ 40)$$

Sofort ist

$$\frac{l_1}{l}_{\text{max.}} = {}^1/_2\ (1 - \cos\ w_1) \quad . \quad . \ 40^1)$$

Mit Annahme eines constanten linearen Voreilens (siehe S. 23 und 25) ist dem Nullpunkte der Coulisse entsprechend die ideale Excentricität $\varrho'_i = \varrho \sin \delta$ und der ideale Voreilwinkel $\delta'_i = 90^\circ$, daher der Schieberweg

$$\xi' = \varrho'_i\ \sin\ (w' + \delta'_i) = \varrho\ \sin\ \delta\ \sin\ (w' + 90^\circ) = \varrho\ \sin\ \delta\ \cos\ w' \quad . \quad . \ 40'')$$

(vergl. S. 25).

Im Momente der Absperrung hinter dem Kolben — nach einem zurückgelegten Kurbelwinkel $w' = w'_1$ und Kolbenwege $l_{1\ \text{min.}}$ — ist dieser Schieberweg $= e$; d. h.

$$\varrho\ \sin\ \delta\ \cos\ w'_1 = e$$

hieraus folgt numerisch

$$\cos\ w'_1 = \frac{e}{\varrho\ \sin\ \delta} \quad . \quad . \ 41)$$

und sonach die dem Nullpunkte der Coulisse entsprechende Minimal-Füllung

$$\frac{l_1}{l}_{\text{min.}} = \frac{1}{2}(1 - \cos w'_1) = \frac{1}{2}\left(1 - \frac{e}{\varrho \sin \delta}\right) \quad . \quad . \; 41^1)$$

§ 25.

Ueber die Eruierung der zusammengehörigen Werthe von $\frac{l_1}{l}$, $\frac{l_2}{l}$, $\frac{l_3}{l}$ und $\frac{l_4}{l}$ bei den Maschinen mit Coulissen-Steuerung.

Nach somit geschehener Festsetzung des Maximal- und Minimalwerthes der durch die Coulisse zu bewirkenden Füllung $\frac{l_1}{l}$ werden die zu diesen und zu beliebigen dazwischen liegenden Werthen der Füllung $\frac{l_1}{l}$ zugehörigen Werthe von $\frac{l_2}{l}$, $\frac{l_3}{l}$ und $\frac{l_4}{l}$ numerisch bestimmt, wie folgt:

Zunächst hat man für jeden als gegeben anzunehmenden Werth von $\frac{l_1}{l}$ und für den zugehörigen Kurbelwinkel w_1 aus

$$\frac{l_1}{l} = \frac{1}{2}(1 - \cos w_1)$$

zu bestimmen:

$$\cos w_1 = 1 - 2\frac{l_1}{l} \quad . \quad . \; 42)$$

Zur Ermittlung des jeweiligen (zu $\frac{l_1}{l}$ gehörigen) idealen Voreilwinkels δ_i und der idealen Excentricität ϱ_i hat man für den Moment der Absperrung auf der Admissionsseite den Schieberweg

$$\varrho_i \sin(w_1 + \delta_i) = e$$

ausserdem ist für constantes lineares Voreilen

$$\varrho_i \sin \delta_i = \varrho \sin \delta$$

Aus diesen beiden Gleichungen folgt durch Division:

$$\left.\begin{aligned} \operatorname{cotg} \delta_i &= \frac{\frac{e}{\varrho \sin \delta} - \cos w_1}{\sin w_1} \\ &= \frac{\frac{e}{\varrho \sin \delta} - 1 + 2\frac{l_1}{l}}{\sqrt{1 - \left(1 - 2\frac{l_1}{l}\right)^2}} \end{aligned}\right\} \quad . \quad . \; 43)$$

hieraus ergibt sich δ_i und sofort auch

$$\varrho_i = \frac{\varrho \sin \delta}{\sin \delta_i} \quad . \quad . \; 43^1)$$

(letzteres als Vielfaches von ϱ).

Sodann ist zu der betreffenden Füllung $\frac{l_1}{l}$ gehörig, resp. bei den betreffenden Werthen von δ_i und ϱ_i, also bei der betreffenden Lage des Gleit-

stückes in der Coulisse, der Schieberweg für einen zurückgelegten Kurbelwinkel w im Allgemeinen

$$\xi = \varrho_i \sin (w + \delta_i)$$

Insbesondere für die Absperrung vor dem Kolben (Beginn der Compression) und für den (wegen $i = 0$) gleichzeitigen Beginn des Dampfaustrittes hinter dem Kolben (Vor-Ausströmung) ist $\xi = + i$ resp. $= - i$, d. h. wegen $i = 0$, wenn diese Phasen nach zurückgelegtem Kurbelwinkel $w_2 = w_3$ eintreten,

$$\varrho_i \sin (w_2 + \delta_i) = \varrho_i \sin (w_3 + \delta_i) = 0$$

somit

$$w_2 = w_3 = 180^\circ - \delta_i \quad . \quad . \quad 44)$$

hieraus folgen die zugehörigen relativen Kolbenwege

$$\left.\begin{aligned} \frac{l_2}{l} = \frac{l_3}{l} &= {}^1/_2 \, (1 - \cos w_2) \\ &= {}^1/_2 \, (1 + \cos \delta_i) \end{aligned}\right\} \quad . \quad . \quad 45)$$

Note. Wäre die innere Deckung i von 0 verschieden, so ergäben sich die relativen Kolbenwege $\frac{l_2}{l}$ und $\frac{l_3}{l}$ ebenfalls von einander verschieden, wie folgt:

Erstlich hätte man für die Absperrung vor dem Kolben (Beginn der Compression)

$$\varrho_i \sin (w_2 + \delta_i) = i \quad . \quad . \quad 46)$$

hieraus bestimmt sich mit Benützung von 43) und 43¹) der Winkel $w_2 + \delta_i > 90^\circ$ und w_2; sodann hätte man

$$\frac{l_2}{l} = {}^1/_2 \, (1 - \cos w_2) \quad . \quad . \quad 46^1)$$

Zweitens wäre für die Eröffnung hinter dem Kolben (Beginn der Vor-Ausströmung)

$$\varrho_i \sin (w_3 + \delta_i) = - i \quad . \quad . \quad 47)$$

hieraus ergibt sich in der eben erwähnten Weise w_3 und sodann

$$\frac{l_3}{l} = {}^1/_2 \, (1 - \cos w_3) \quad . \quad . \quad 47^1)$$

Schliesslich hat man für den Beginn des Gegendampfes (Vor-Einströmung) $\xi = - e$, und wenn diese Phase bei dem Kurbelwinkel w_4 eintritt,

$$\varrho_i \sin (w_4 + \delta_i) = - e$$

$$\sin (w_4 + \delta_i) = - \frac{e}{\varrho_i} \quad . \quad . \quad 48)$$

hieraus ergibt sich mit Benützung von 43) und 43¹) der Winkel w_4 und zuletzt der zugehörige relative Kolbenweg

$$\frac{l_4}{l} = {}^1/_2 \, (1 - \cos w_4) \quad . \quad . \quad 48^1)$$

Note. Insbesondere für den Nullpunkt der Coulisse ergeben sich nach geschehener Feststellung der betreffenden Füllung $\frac{l_1}{l}_{\text{min.}}$ die zugehörigen relativen Kolbenwege $\frac{l_2}{l}_{\text{min.}}$, $\frac{l_3}{l}_{\text{min.}}$ und $\frac{l_4}{l}_{\text{min.}}$ (denen die Kurbelwinkel w'_2, w'_3 und w'_4 entsprechen), wie folgt:

Wegen $\delta'_i = 90^\circ$ und $\varrho'_i = \varrho \sin \delta$ ist diesfalls der Schieberweg (wie in 40'')

$$\xi' = \varrho'_i \sin (w' + \delta'_i) = \varrho \sin \delta \cos w'$$

In Betreff $\frac{l_2}{l}_{\text{min.}}$ ist (analog mit 46) dieser Schieberweg

$$\xi' = \varrho \sin \delta \cos w'_2 = i$$
$$\text{d. h. } \cos w'_2 = \frac{i}{\varrho \sin \delta}$$

somit (analog mit 46[1])

$$\frac{l_2}{l}_{\text{min.}} = \frac{1}{2}(1 - \cos w'_2) = \frac{1}{2}\left(1 - \frac{i}{\varrho \sin \delta}\right) \quad . \quad . \quad 49)$$

Es ist ferner in Betreff $\frac{l_3}{l}_{\text{min.}}$ (analog mit 47) der Schieberweg

$$\xi' = \varrho \sin \delta \cos w'_3 = -i$$
$$\text{d. h. } \cos w'_3 = -\frac{i}{\varrho \sin \delta}$$

somit analog mit 47[1])

$$\frac{l_3}{l}_{\text{min.}} = \frac{1}{2}(1 - \cos w'_3) = \frac{1}{2}\left(1 + \frac{i}{\varrho \sin \delta}\right) \quad . \quad . \quad 50)$$

Aus 49) und 50) folgt für den Nullpunkt der Coulisse auch sofort:

$$\left.\begin{aligned} \frac{l_2}{l}_{\text{min.}} &= 1 - \frac{l_3}{l}_{\text{min.}} \\ \frac{l_3}{l}_{\text{min.}} &= 1 - \frac{l_2}{l}_{\text{min.}} \end{aligned}\right\} \quad . \quad . \quad 50^{1})$$

[Für $i = 0$ geben 49) und 50):

$$\frac{l_2}{l}_{\text{min.}} = \frac{l_3}{l}_{\text{min.}} = \frac{1}{2}\Big]$$

Schliesslich ist in Betreff $\frac{l_4}{l}_{\text{min.}}$ (analog mit 48) der Schieberweg

$$\xi' = \varrho \sin \delta \cos w'_4 = -e$$
$$\text{d. h. } \cos w'_4 = -\frac{e}{\varrho \sin \delta}$$

somit analog mit 48[1])

$$\frac{l_4}{l}_{\text{min.}} = \frac{1}{2}(1 - \cos w'_4) = \frac{1}{2}\left(1 + \frac{e}{\varrho \sin \delta}\right) \quad . \quad . \quad 51)$$

Mit Rücksicht auf 41[1]) ist auch

$$\frac{l_4}{l}_{\text{min.}} = 1 - \frac{l_1}{l}_{\text{min.}} \quad . \quad . \quad 52)$$

§ 26.

Ueber die tabellarischen Zusammenstellungen der Resultate der vorangehenden Betrachtung.

Nach dem oben mitgetheilten Vorgange wurden zweierlei tabellarische Zusammenstellungen für Coulissen-Steuerung entworfen, welche Anfangs der „Theoretischen Tabellen" (S. 3 bis 6) unter A), B) und C) zu finden sind.

Die ersteren (Tab. A, α und β) betreffen die Dampfvertheilung bei verschiedener Schiebereinrichtung für die grösste und kleinste (durch die Coulisse zu bewirkende) Füllung allein.

Die zweiten tabellarischen Zusammenstellungen (Tab. B, 1 und 2, dann Tab. C) beziehen sich sowohl auf die Dampfvertheilung, als auch auf die Dampfwirkung, und zwar bei verschiedenen auch zwischen der grössten und kleinsten Füllung enthaltenen Füllungen.

In Tab. A wurde dreierlei Grösse des Voreilwinkels δ in's Auge gefasst, nämlich:

$$\delta = 30°, 25° \text{ und } 20°;$$

und zu jeder dieser Grössen erstlich unter α) die äussere Deckung e, als Vielfaches der Excentricität ϱ, einmal für ein bedeutendes lineares Voreilen ($v_e = {}^1/_{10}$ bis ${}^1/_{11}$ ϱ), das andere Mal für ein mässiges lineares Voreilen $v_e = {}^1/_2$ bis ${}^1/_{24}$ ϱ) entsprechend angenommen. Hieraus ergeben sich, die Einlassschieber (oder Ventile) betreffend, die aus α) wohl ersichtlichen 6 Fälle.

Unter β) wurde für jeden der drei genannten Voreilwinkel die innere Deckung i einmal = 0, das andere Mal = $0{,}_1$ ϱ angenommen, wodurch sich, die Auslassschieber (oder Ventile) betreffend, ebenfalls 6 Fälle ergeben, welche eben unter β) ersichtlich gemacht sind.

Die genannten je 6 Fälle sind nun in Tab. A, α und β in Bezug auf die Dampfvertheilung bei der grössten und kleinsten (durch die Coulisse zu bewirkenden) Füllung behandelt und gelten, wenn man die letzten zwei Spalten nicht beachtet, auch für den einfachen Vertheilungsschieber (ohne Coulisse).

Wenn man auf eine Trennung der Einlassschieber von den Auslassschiebern nicht reflectiert und hiermit für eine Bewegungsrichtung der Maschine nur ein Vertheilungsexcenter, für Vorwärts- und Rückwärtsgang aber ein Vorwärts- und ein Rückwärts-Excenter anordnet, so enthält Tab. A, α und β die betreffenden Daten für die folgenden 12 Einrichtungen des Vertheilungs-Schiebers und Excenters:

No.	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
$\delta =$	30°		25°		20°		30°		25°		20°	
$e =$	0,400 ϱ		0,327 ϱ		0,250 ϱ		0,450 ϱ		0,377 ϱ		0,300 ϱ	
$i =$	0	0,1 ϱ	0	01, ϱ	0	0,1 ϱ	0	0,1 ϱ	0	0,1 ϱ	0	01, ϱ
$v_e =$	${}^1/_{10}$ bis ${}^1/_{11}$ ϱ						${}^1/_{20}$ bis ${}^1/_{24}$ ϱ					

Mittelst Tab. A, α) und β) lassen sich jedoch auch Combinationen für den Fall bewerkstelligen, wenn man bei einer Maschine den (sodann stets zweitheiligen) Einlassschieber von dem (ebenfalls zweitheiligen) Auslassschieber trennen und den ersteren durch ein besonderes Einlass-Excenter (bei Reversier-Maschinen durch ein Vorwärts- und ein Rückwärts-Einlass-Excenter), den letzteren durch ein besonderes Auslass-Excenter (bei Reversier-Maschinen durch ein Vorwärts- und ein Rückwärts-Auslass-Excenter) bethätigen wollte, wobei der Voreilwinkel der Einlass-Excenter von jenem der Auslass-Excenter allerdings auch verschieden sein kann.

Solche Combinationen werden in dem Folgenden noch zur weiteren Sprache kommen.

Für die Berechnung der **Dampfwirkung** wurde, wie bereits früher bemerkt, der Einfachheit halber und gestattetermassen die innere Deckung $i=0$ angenommen, der Voreilwinkel zuvörderst einerseits mit $\delta=30^\circ$, das andere Mal mit $\delta=20^\circ$ in's Auge gefasst und ausserdem die Unterscheidung eines bedeutenden und eines mässigen linearen Voreilens gemacht; demnach erscheinen in der zweitheiligen Doppel-Tabelle B, 1 und 2, in Bezug auf die Einrichtung der Steuerung vier verschiedene Fälle der Coulissen-Maschine in der folgenden Reihenfolge behandelt.

	1) $\delta=30^\circ$		2) $\delta=20^\circ$	
	a.	*b.*	*a.*	*b.*
$e=$	0,400 ϱ	0,450 ϱ	0,250 ϱ	0,300 ϱ
$v_e=$	0,100 ϱ	0,050 ϱ	0,092 ϱ	0,042 ϱ

Jede der vier Einzel-Tabellen enthält im Kopfe nebst dem mittelst der Coulisse zulässigen grössten und kleinsten Werthe der Füllung $\frac{l_1}{l}$ auch noch verschiedene gangbare dazwischen liegende Werthe.

Für jede dieser Füllungen sind nun nacheinander numerisch angesetzt:

der betreffende (ideale) Voreilungswinkel δ_i (berechnet nach Gl. 43),

die zugehörige Excentricität ϱ_i (berechnet nach Gl. 43[1]),

der relative Kolbenweg $\frac{l_2}{l}=\frac{l_3}{l}$, bei welchem vor dem Kolben die Absperrung und (wegen $i=0$) gleichzeitig hinter dem Kolben die Eröffnung stattfindet, mithin die Compression und Vorausströmung zugleich beginnt (berechnet nach Gl. 45),

der relative Kolbenweg $\frac{l_4}{l}$, bei welchem vor dem Kolben die Eröffnung stattfindet, also die Vor-Einströmung (Gegendampf) beginnt (berechnet nach Gl. 48 und 48[1]),

der wahre Expansionsgrad $\varepsilon=\dfrac{\frac{l_3}{l}+m}{\frac{l_1}{l}+m}$ und

der reciproke Werth $\frac{1}{\varepsilon}$ desselben;

der Compressionsgrad $\varepsilon_1=\dfrac{1-\frac{l_2}{l}+m}{1-\frac{l_4}{l}+m}$;

die Spannungs-Coëfficienten f_m und f'_m für die mittlere (förderliche) Hinterdampfspannung

$$p_m=f_m\,p+f'_m\,p'$$

(berechnet nach Gl. 38);

die Spannungs-Coëfficienten f_v und f'_v für die mittlere (hinderliche) Vorderdampfspannung

$$p_v = f_v\ p' + f'_v\ p$$

(berechnet nach Gl. 38);

die Spannungs-Coëfficienten f und f' für die mittlere Spannungsdifferenz, d. h. für die indicierte (Brutto-)Spannung

$$p_i = fp - f'p'$$

(berechnet nach Gl. 39).

Jede dieser vier Einzel-Tabellen enthält hiernach alle nothwendigen Grössen, um bei gegebener Admissionsspannung p und Emissionsspannung p' für jede der oben angesetzten Füllungen nicht allein die mittleren Spannungen und hiermit die Gesammtdampfwirkung (Hinterdampf- und Vorderdampfwirkung, indicierte Wirkung) berechnen, sondern auch das zugehörige theoretische Dampfspannungs-Diagramm verzeichnen zu können; für die Expansions- und Compressions-Curve des letzteren ist allerdings nur der Anfangs- und Endpunkt festgesetzt, und können eventuell auch Zwischenpunkte nach dem Mariotte'schen Gesetze leicht bestimmt werden. Die verschiedenen für Coulissen-Steuerung hiermit festzustellenden Spannungen, als Ordinaten des Diagramms, für die eminenten Werthe der Kolbenwege als Abscissen, sind die nachstehenden, und zwar:

für die obere Curve:

die anfängliche Admissionsspannung (für die Abscisse Null)

$$p_1 = 1{,}1\ p;$$

die Admissions-Endspannung, zugleich Expansions-Anfangs-Spannung (für die Abscisse l_1)

$$p_2 = 0{,}9\ p;$$

die Expansions-Endspannung, zugleich Vor-Ausströmungs-Anfangsspannung (für die Abscisse l_3) $= \frac{1}{\varepsilon}\ p_2$;

die Vor-Ausströmungs-Endspannung (für die Abscisse l oder für das Hubende) $= p'$.

In ähnlicher Weise hat man für die untere Dampfspannungs-Curve:

die Emissions-Anfangsspannung (für die Abscisse l) $= p'$; die Emissions-Spannung kann für das theoretische Diagramm im weiteren Verlaufe constant $= p'$ angenommen werden und steigt erst am Ende an zu der

Compressions-Anfangsspannung (für die Abscisse $l - l_2$) $= p'' = 1{,}1\ p'$;

die Compressions-Endspannung, zugleich Gegendampf-Anfangsspannung (für die Abscisse $l - l_4$) $= \varepsilon_1\ p''$;

die Gegendampf-Endspannung (für die Abscisse 0) $= p_1 = 1{,}1\ p$.

Das vorangehende Indicator-Diagramm, Fig. 8, ist in dieser Weise als rein theoretisches Spannungs-Diagramm für

$$p = 5{,}5$$
$$p' = 1{,}25$$
$$\frac{l_1}{l} = 0{,}333$$

nach Tab. B, 1. *a*. verzeichnet worden und stimmt mit correcten Diagrammen der Anwendung bestens überein.

§ 27.

Vergleich der numerischen Werthe der Spannungs-Coëfficienten. Mittelwerthe derselben und hieraus resultierende Werthe der mittleren Spannungen.

Vergleicht man die numerischen Werthe der einzelnen Spannungs-Coëfficienten in Tab. B. 1 unter *a*) und *b*) und ebenso jene in Tab. B, 2 unter *a*) und *b*), so bemerkt man, dass sich diese numerischen Werthe, mithin auch die betreffenden Dampfspannungen und Dampfwirkungen nicht erheblich ändern, wenn man bei einem gewissen linearen Voreilen den Voreilwinkel innerhalb 20 bis 30° etwas grösser oder kleiner annimmt.

Das lineare (äussere) Voreilen selbst übt allerdings auf die Dampfvertheilung und Dampfwirkung einen merklichen Einfluss namentlich in der Beziehung aus, dass man mit der Coulisse desto höher expandieren kann, je kleiner eben dieses lineare Voreilen gemacht wird. Dies scheint auch der Grund zu sein, dass man sich in der Anwendung mit dem linearen Voreilen bei Maschinen mit Coulissen-Steuerung der (übrigens stets zu meidenden) Grenze Null — an welcher die kleinste Füllung eben auch Null wäre — bedeutend mehr nähert als bei Maschinen ohne Coulisse.

Es ist hier noch zu bemerken, dass ein kleineres lineares Voreilen bei Coulissenmaschinen deshalb eher gestattet ist, weil daselbst insbesondere bei den kleinen Füllungen der schädliche Raum beim Hubwechsel mit stark comprimiertem Dampf ausgefüllt, also ein ungünstiger Verlauf der Admissionscurve im Dampfdiagramme minder zu befürchten ist.

Will man aber auch den Unterschied zwischen einem bedeutenden und mässigen linearen Voreilen vor der Hand nicht machen und Ausmittelungen für Coulissenmaschinen nur im Allgemeinen vornehmen, oder aber von vornherein ein beiläufig mittleres lineares Voreilen zwischen $^1/_{10}$ und $^1/_{20}\,\varrho$ ins Auge fassen, so wird die Theor. Tab. C in Betracht zu ziehen sein, welche beiläufig die Durchschnittswerthe der Einzel-Tabellen B in dem Sinne enthält, dass dieselbe für eine mittlere Grösse des Voreilwinkels ($\delta = 25°$) und der äusseren Deckung ($e = 0{,}35\,\varrho$), d. h. für ein mittelgrosses lineares (äusseres) Voreilen ($v_e = 0{,}078\,\varrho = {}^1/_{14}\,\varrho$) eigens berechnet wurde, und der Einrichtung nach mit Tab. B völlig übereinstimmt. Dieselbe enthält in einer unten angehängten Note die gewöhnlichen Werthe der absoluten Emissionsspannung p' bei grösseren Füllungen, d. h. in einiger Entfernung von dem Nullpunkte der Coulisse.

Bemerkung. Die eingeklammerte, den Nullpunkt betreffende Angabe, welche der Ueberschrift jeder der eben besprochenen Tabellen angefügt ist, bedarf noch einer kleinen Erklärung. Dieser Note gemäss ist für den Nullpunkt der Coulisse, damit daselbst, wie es sein muss, die resultierende Spannungsdifferenz (indicierte Spannung) p_i der Nulle gleich werde, die Emissionsspannung p' in einem gewissen Verhältnisse zur Admissionsspannung p anzunehmen. Nehmen wir diesbezüglich die Durchschnitts-Tabelle C in Betracht, so ist gemäss dortiger Bemerkung für den Nullpunkt

$$p' = 0{,}2061\,p$$

anzunehmen; dies gibt

für $p =$	3	4	5	6	8	10 Kg. od. Atm.
p' am Nullpunkte =	0,618	0,824	1,031	1,237	1,649	2,061 " " "
während bei grösseren Füllungen $p' =$	1,14	1,17	1,20	1,23	1,29	1,35 " " "
und während am Nullpunkte $\frac{1}{\varepsilon} p_2 =$	0,667	0,890	1,112	1,334	1,779	2,224 " " "

wobei $\frac{1}{\varepsilon} p_2$ die Expansions-Endspannung bezeichnet, welche während der Vor-Ausströmung in die Emissions-Spannung p' übergeht.

Im Wesentlichen ist es sonach ganz naturgemäss, dass am Nullpunkt der Coulisse (wegen der hierbei unvermeidlichen Drosslung) bei kleiner Admissions-Spannung ($p < 5$ Atm.) die Emissions-Spannung p' unter ihrem normalen Werthe und (wenn $p < 4$ Atm.) selbst auch unter dem atmosphärischen Drucke bleibt, und dass am Nullpunkte andererseits bei hoher Admissionsspannung ($p > 6$ Atm.) die Emissionsspannung p' über ihre normale Grösse steigt.

Auf Grund der Angaben der Durchschnitts-Tabelle C gibt sodann die Theor. Tab. D die Werthe der mittleren Hinter-Dampfspannung p_m und der mittleren Vorder-Dampfspannung p_v für absolute Admissions-Spannungen $p = 3$ bis 10 Atmosph. (Kgr. pro Qu.-Centim.) und für die verschiedensten Füllungen $\frac{l_1}{l}$ bis einschliesslich zum Nullpunkte der Coulisse.

3. KAPITEL.

Specialisierung der vorangehenden allgemeinen Theorie für Maschinen mit separater Einlasscoulisse bei beliebig ungehinderter Dampfausströmung.

§ 28.

Einrichtung dieser Steuerung.

Man kann sich die Aufgabe stellen, die Function der Coulisse betreffs der Dampfvertheilung in der Weise zu verbessern, dass man durch die verschiedenen relativen Stellungen des Gleitstückes in der Coulisse hauptsächlich nur die Füllung reguliert, dabei aber für eine fast nach Belieben ungehinderte Dampfausströmung (bezw. für einen entsprechend mässigen Compressionsgrad), hauptsächlich aber für eine nach Belieben geringe Vor-Ausströmung bei einer beliebigen Füllung sorgt, das heisst, dass man die Phasen der Compression und der Vor-Ausströmung von der Coulisse unabhängig macht.

Man braucht zu diesem Zwecke bloss analog den Corliss- und dergl. Maschinen die Dampfkanäle als separate Einströmungs- und separate Ausströmungskanäle herzustellen; über den ersteren spielen sodann zwei gemeinschaftlich bethätigte Einlassschieber (oder Einlassventile), über den letzteren desgleichen zwei gemeinschaftlich bethätigte Auslassschieber (oder Auslassventile) für einen Dampfcylinder. Der zweitheilige Einlassschieber (bezw. die beiden Einlassventile) wird in gewöhnlicher Weise für verschiedene Füllungen beim Vorwärts- und Rückwärtsgang mittelst einer Coulisse bethätigt, der zweitheilige Auslassschieber (bezw. die beiden Auslassventile) macht hingegen fortwährend den vollen Hub und wird bloss für den Vorwärts- und Rückwärtsgang mittelst eines separaten Umsteuerungshebels durch den Wärter gestellt, am besten durch eine besondere Auslasscoulisse, an welcher das Gleitstück bloss in den beiden äussersten Lagen und in der Mittellage zu fixieren ist. — Bei dem Einlassschieber (oder Ventil) kommt ausser der Excentricität ϱ und dem Voreilwinkel δ seines Excenters (beide ideal veränderlich) die äussere Deckung e in Betracht, und nehmen die hier-

von beeinflussten relativen Kolbenwege $\frac{l_1}{l}$ und $\frac{l_4}{l}$ (für die Absperrung hinter dem Kolben und den Eintritt des Gegendampfes vor dem Kolben) verschiedene zusammengehörige Werthe, wie im Vorangehenden (bei der eigentlichen Coulissensteuerung) an. Bei dem Auslassschieber (oder Ventil) kommt ausser der Excentricität und dem Voreilwinkel seines Excenters (beide constant, jedoch von obigen ϱ und δ eventuell verschieden) die innere Deckung i in Betracht, und sind die hierdurch beeinflussten relativen Kolbenwege $\frac{l_2}{l}$ und $\frac{l_3}{l}$ (für die Absperrung vor dem Kolben und für den Dampfaustritt hinter dem Kolben) constante Grössen.

Es ist jedoch hierbei nicht zu übersehen, dass die Absperrung vor dem Kolben (Beginn der Compression) durch den Auslassschieber unter allen Umständen bereits erfolgt sein muss, bevor der Einlassschieber den Gegendampf vor den Kolben treten lässt, weil sonst der Admissionsdampf in gewissen Momenten direct in den Auspuff gelangen könnte. Es muss deshalb nothwendigerweise der relative Kolbenweg $\frac{l_2}{l}$ kleiner sein als der kleinste Werth von $\frac{l_4}{l}$, welcher dem Nullpunkte der (Einlass-)Coulisse entspricht.

Bemerkung. Der eben erwähnte Umstand ist nicht etwa als wesentlicher Nachtheil dieser Steuerung zu betrachten, da der hiermit als unvermeidlich erscheinende Compressionsgrad, insbesondere bei hoher Admissionsspannung (und, wenn etwa Condensation vorhanden, bei beliebiger Admissionsspannung) nicht leicht über diejenige Grenze anwächst, innerhalb welcher die Compression in Betreff des Dampfconsums von entschiedenem Nutzen ist. Es ist selbst bei der gewöhnlichen (einfachen) Coulissensteuerung durchaus nicht der mit abnehmender Füllung zunehmende Compressionsgrad, welcher diese Steuerung im Vergleiche mit einer eigentlichen Expansionssteuerung in Betreff des Dampfconsums minder vortheilhaft erscheinen lässt; es ist vielmehr die mit abnehmender Füllung zunehmende Dauer der Vor-Ausströmung und der Vor-Einströmung, welche diesen Nachtheil bewirkt. Die Vorrichtung einer separaten Einlasscoulisse vermeidet die zu frühzeitige Vor-Ausströmung und leidet nur an der mit abnehmender Füllung zunehmenden Vor-Einströmung. Dass hierdurch eine (gegen die einfache Coulissensteuerung) nicht ganz unbedeutende Complication des Steuerungsmechanismus (indem der Maschinist zwei Reversierhebel anstatt eines einzigen zu bethätigen hat) nothwendig wird, ist nicht in Abrede zu stellen.

In der bereits vorhin abgehandelten Theor. Tabelle A, α und β, sind hinreichend viele Fälle erledigt, um hieraus auch für den vorliegenden Zweck entsprechende Einrichtungen der Steuerung combinieren zu können.

Fassen wir aus dieser Tabelle diejenigen Werthe $\frac{l_2}{l}_{\text{max.}}$ (für den vollen Schieberhub) mit den Werthen $\frac{l_4}{l}_{\text{min.}}$ (für den Nullpunkt der Coulisse) zusammen, welche der vorhin für getrennte Schieber ausgesprochenen Bedingung

$$\frac{l_2}{l}_{\text{max.}} < \frac{l_4}{l}_{\text{min.}}$$

entsprechen, so erhalten wir folgendes Schema der diesbezüglich entsprechenden Combinationen.

Combinationen für getrennte Einlass- und Auslassschieber bei der Steuerung mit separater Einlasscoulisse.

No.	Berufung auf Tabelle A.	$\frac{l_4}{l}$ min.	$\frac{l_2}{l}$ max.	Einlassschieber			Auslassschieber		
				δ	e	v_e	δ	i	v_i
1	Zeile b und c	0,950	0,933	30°	0,45 ϱ	0,05 ϱ	30°	0	0,50 ϱ
2	„ b „ d	0,950	0,906	30°	0,45 ϱ	0,05 ϱ	30°	0,1 ϱ	0,40 ϱ
3	„ b „ d'	0,950	0,930	30°	0,45 ϱ	0,05 ϱ	25°	0,1 ϱ	0,323 ϱ
4	„ b „ d''	0,950	0,950	30°	0,45 ϱ	0,05 ϱ	20°	0,1 ϱ	0,242 ϱ
5	„ b' „ c	0,946	0,933	25°	0,377 ϱ	0,046 ϱ	30°	0	0,50 ϱ
6	„ b' „ d	0,946	0,906	25°	0,377 ϱ	0,046 ϱ	30°	0,1 ϱ	0,400 ϱ
7	„ b' „ d'	0,946	0,930	25°	0,377 ϱ	0,046 ϱ	25°	0,1 ϱ	0,323 ϱ
8	„ b'' „ c	0,939	0,933	20°	0,3 ϱ	0,042 ϱ	30°	0	0,500 ϱ
9	„ b'' „ d	0,939	0,906	20°	0,3 ϱ	0,042 ϱ	30°	0,1 ϱ	0,400 ϱ
10	„ b'' „ d'	0,939	0,930	20°	0,3 ϱ	0,042 ϱ	25°	0,1 ϱ	0,323 ϱ
11*	„ b „ c'	0,950	0,953	30°	0,45 ϱ	0,050 ϱ	25°	0	0,423 ϱ
12*	„ b' „ d''	0,946	0,950	25°	0,377 ϱ	0,046 ϱ	20°	0,1 ϱ	0,242 ϱ

Bemerkung. Die unter No. 11* und 12* angegebenen Combinationen (eigentlich auch die an der Grenze stehende No. 4) weisen einen kleinen Mangel in obbesagter Beziehung nach, welcher durch eine unbedeutende Vergrösserung der äusseren oder inneren Deckung behoben werden könnte, so wie überhaupt durch Annahme anderer Grössen der Voreilwinkel und Deckungen noch eine Unzahl anderer entsprechender Combinationen möglich wäre.

Die Gesammtdampfwirkung wird indess voraussichtlich durch die Wahl irgend einer der verschiedenen Combinationen, insoweit dieselben überhaupt entsprechend sind, nicht wesentlich alteriert werden, d. h. die Grösse dieser Gesammtwirkung wird sich jedesmal bei einer jeden durch die Einlasscoulisse eingeleiteten Füllung für eine beliebige der entsprechenden Combinationen so ziemlich gleich ergeben.

Wir wollen gleichwohl für die betreffende Specialisierung zwei Fälle und zwar aus obigen Combinationen No. 1 und 10, als die von einander verschiedensten ins Auge fassen.

In beiden Fällen und überhaupt handelt es sich hier um die Specialwerthe der Spannungs-Coëfficienten f und f' (nach Gl. 35, S. 54) zur Ermittlung der indicierten Spannung

$$p_i = fp - f'p'$$

wobei auch die Coëfficienten f_m und f'_m für die mittlere Hinterdampf-Spannung p_m, sowie auch f_v und f'_v für die mittlere Vorderdampf-Spannung p_v (nach Gl. 32, S. 53) in den Betracht gezogen werden können.

§ 29.

Eigentliche Specialisierung für die gewählten zwei (verschiedensten) Fälle.

Wenn wir vor der Hand die Grösse ϑ für die Drosslung und den Coëfficienten m für den schädlichen Raum noch unbestimmt lassen, so wird sich die vorzunehmende Specialisierung lediglich nur auf die Einsetzung der betreffenden constanten Werthe der relativen Kolbenwege $\frac{l_2}{l}$ und $\frac{l_3}{l}$ erstrecken.

In dem ersten der gewählten Fälle (No. 1 der Combinationen S. 71) ist für den Auslassschieber

der Voreilwinkel $\delta = 30°$
die innere Deckung $i = 0$

daher der constante und (wegen $i = 0$) gemeinschaftliche Werth der beiden Kolbenwege $\frac{l_2}{l}$ und $\frac{l_3}{l}$ gemäss Zeile c der Theor. Tab. A, β):

$$\frac{l_2}{l} = \frac{l_3}{l} = 0{,}933$$

Hiermit ergibt sich aus 32)

$$\left.\begin{aligned} f_m &= \frac{l_1}{l} + (1-\vartheta)\left(\frac{l_1}{l} + m\right) \text{ logn. } \varepsilon + 0{,}0665 \frac{1}{\varepsilon}(1-\vartheta) \\ f'_m &= 0{,}0665 \\ f_v &= 0{,}933 + 1{,}1\,(0{,}067 + m) \text{ logn. } \varepsilon_1 + 0{,}55\,\varepsilon_1 \left(1 - \frac{l_4}{l}\right) \\ f' &= {}^1/_2\,(1+\vartheta)\left(1 - \frac{l_4}{l}\right) \end{aligned}\right\} \quad . \; . \quad 53)$$

Sodann hat man gemäss 33")

$$f = f_m - f'_v$$
$$f' = f_v - f'_m$$

oder auch von vornherein gemäss 35)

$$\left.\begin{aligned} f &= \frac{l_1}{l} + (1-\vartheta)\left(\frac{l_1}{l} + m\right) \text{ logn. } \varepsilon + 0{,}0665 \frac{1}{\varepsilon}(1-\vartheta) \\ &\qquad - {}^1/_2\,(1+\vartheta)\left(1 - \frac{l_4}{l}\right) \\ f' &= 0{,}8665 + 1{,}1\,(0{,}067 + m) \text{ logn. } \varepsilon_1 + 0{,}55\,\varepsilon_1 \left(1 - \frac{l_4}{l}\right) \end{aligned}\right\} \quad . \; . \quad 54)$$

Hierbei ist für 53) und 54) gemäss 36):

$$\left.\begin{aligned} \varepsilon &= \frac{0{,}933 + m}{\frac{l_1}{l} + m} \\ \varepsilon_1 &= \frac{0{,}067 + m}{1 - \frac{l_4}{l} + m} \end{aligned}\right\} \quad . \; . \quad 55)$$

Für den Einlassschieber ist in diesem ersten Falle (gemäss No. 1 der Combinationen S. 71)

der Voreilwinkel $\delta = 30°$
die äussere Deckung $e = 0{,}45\,\varrho$;

demgemäss nimmt der relative Kolbenweg $\frac{l_4}{l}$ (bei Beginn des Gegendampfes) für verschiedene durch die Einlasscoulisse bewirkte Füllungen $\frac{l_1}{l}$ die für die Coulissensteuerung bereits in der Theor. Tab. B, 1 unter b angesetzten Werthe an.

Die mit diesen Daten nach Gl. 53, 54 und 55 berechneten, die Dampfvertheilung und Dampfwirkung bestimmenden Grössen sind in der Theor. Tab. E (S. 8) unter 1) übersichtlich zusammengestellt; hierbei wurde für die Drosslung $\vartheta = 0{,}1$ und für den schädlichen Raum $m = 0{,}05$ (wie vorhin bei der gewöhnlichen Coulissensteuerung) angenommen.

In dem zweiten obgedachten Falle (No. 10 der obigen Combinationen) ist für den Auslassschieber

der Voreilwinkel $\delta = 25°$

die innere Deckung $i = 0{,}1\ \varrho$:

daher die constanten Werthe der relativen Kolbenwege gemäss Zeile d' der Theor. Tab. A, β)

$$\frac{l_2}{l} = 0{,}980$$

$$\frac{l_3}{l} = 0{,}972$$

Hiermit ergibt sich diesmal direct aus 35)

$$\left.\begin{aligned} f &= \underbrace{\frac{l_1}{l} + (1-\vartheta)\left(\frac{l_1}{l} + m\right) \text{logn. } \varepsilon + 0{,}014\ \frac{1}{\varepsilon}\ (1-\vartheta)}_{f_m} - \underbrace{{}^1/_2\ (1+\vartheta)\ \left(1-\frac{l_4}{l}\right)}_{f'_v} \\ f' &= \underbrace{0{,}980 + 1{,}1\ (0{,}070 + m)\ \text{logn. } \varepsilon_1 + 0{,}55\ \varepsilon_1\ \left(1-\frac{l_4}{l}\right)}_{f_v} - \underbrace{0{,}014}_{f'_m} \end{aligned}\right\} \quad . \quad . \ 56)$$

Hierbei ist gemäss 36)

$$\left.\begin{aligned} \varepsilon &= \frac{0{,}972 + m}{\frac{l_1}{l} + m} \\ \varepsilon_1 &= \frac{0{,}070 + m}{1 - \frac{l_4}{l} + m} \end{aligned}\right\} \quad . \quad . \ 57)$$

Für den Einlassschieber ist in diesem zweiten Falle (gemäss No. 10 der Combinationen S. 71)

der Voreilwinkel $\delta = 20°$

die äussere Deckung $e = 0{,}3\ \varrho$;

demgemäss nimmt der relative Kolbenweg $\frac{l_4}{l}$ für verschiedene durch die Einlasscoulisse zu bewirkende Füllungen $\frac{l_1}{l}$ die für die Coulissensteuerung bereits in der Theor. Tab. B, 2 unter b angesetzten Werthe an.

Die mit diesen Daten nach Gl. 56 und 57 berechneten, diesfalls massgebenden Grössen sind in der Theor. Tab. E (S. 8 unter 2) übersichtlich zusammengestellt; hierbei wurde wie vordem $\vartheta = 0{,}1$ und $m = 0{,}05$ angenommen.

Ein Vergleich der Ergebnisse für die zwei behandelten Fälle in Tab. E, 1) und 2) zeigt, dass diese Ergebnisse überhaupt nicht sehr von einander abweichen, mindestens nicht so sehr, dass bei der Maschinenberechnung für die Anwendung ein Unterschied bezüglich der Detaileinrichtung der Steuerung gemacht werden müsste. Es wird vielmehr gerechtfertigt sein, für diesen Zweck die Durchschnittswerthe dieser beiderlei Angaben in Rechnung zu bringen, zu welchem Behufe die Durchschnitts-Tabelle E' (S. 9) für Maschinen mit separater Einlasscoulisse entworfen wurde.

4. KAPITEL.

Specialisierung der vorangehenden allgemeinen Theorie für die Dampfmaschinen mit selbstständiger Absperr- resp. Expansions-Vorrichtung, als Eincylinder-Maschinen.

§ 30.

Entwurf der Specialisierung.

Diejenigen Dampfmaschinen, bei denen die Aenderung der Cylinder-Füllung (beziehungsweise des Expansionsgrades) — wie dies bei den gewöhnlichen Dampfmaschinen mit stets einer Bewegungsrichtung fast ausschliesslich der Fall — selbstständig, d. h. unabhängig von den übrigen Phasen der Dampfvertheilung, in der Regel mittelst separater Expansionsschieber oder dgl. bewerkstelligt wird, liefern in der vorliegenden Betrachtung einen speciellen, und zwar den einfachsten Fall.

Diese Maschinen, die wir überhaupt als „Maschinen mit eigentlicher Expansionsvorrichtung" oder schlechtweg als „Maschinen mit Expansions-Steuerung" bezeichnen können, sind — gleichgiltig ob sie die Meyer'sche oder Farcot'sche oder Corliss- etc. Steuerung besitzen — entgegen den vorhin behandelten beiden Arten der Coulissen-Maschinen dadurch charakterisiert, dass hierbei die relativen Kolbenwege $\frac{l_2}{l}$, $\frac{l_3}{l}$ und $\frac{l_4}{l}$ für jede Grösse der Füllung $\frac{l_1}{l}$ constante Werthe annehmen.

Wir werden hier in Bezug auf die Einrichtung der Steuerung, beziehungsweise der Dampfvertheilung — insolange wir bloss die Eincylinder-Maschinen in's Auge fassen — hauptsächlich zwei Maschinenarten zu unterscheiden haben, und zwar:

erstlich diejenigen Maschinen, bei welchen, wie dies bei der Mehrzahl der bisherigen Maschinen der Fall war und ist, die genannten relativen Kolbenwege sämmtlich sehr gross (der Einheit nahe) sind, und somit die betreffenden Phasen der Dampfvertheilung (Compression, Vor-Ausströmung und Vor-Einströmung) erst gegen das Ende des Kolbenhubes eintreten;

zweitens diejenigen Maschinen, bei welchen, wie dies in der Gegenwart immer häufiger vorkommt, ein namhafter Compressionsgrad eingeleitet wird, also der Kolbenweg $\frac{l_2}{l}$ bedeutend kleinere, und zwar (insbesondere nach

Massgabe der Admissionsspannung) verschiedene Werthe annimmt, während die Kolbenwege $\frac{l_3}{l}$ und $\frac{l_4}{l}$ constante Werthe nahe der Einheit behalten.

Die weitere Specialisierung wird sich für die erstere Maschinenart auf verschiedene Grössen der Drosslung (ϑ) und des schädlichen Raumes (m) zu erstrecken haben, während bei der zweiten Maschinenart (für gewisse Grössen von ϑ und m) verschiedene, je nach Umständen entsprechende Compressionsgrade für die Specialisierung in Berücksichtigung kommen sollen.

§ 31.

Specialisierung für Maschinen ohne (namhafte) Compression.

Bei dieser, bisher gewöhnlichen Maschinenart brauchen wir bei Feststellung der diesfalls constanten Werthe $\frac{l_2}{l}$, $\frac{l_3}{l}$ und $\frac{l_4}{l}$ keine besonderen Umstände zu machen, und wir können es auch nicht, wenn wir endlosen (und wohl auch nutzlosen) Complicationen ausweichen wollen. Es wird vielmehr gerathen sein, für diese Grössen, welche bei guten Maschinen der hier in Betracht zu ziehenden Art ohnedies nicht stark variieren, entsprechende Mittelwerthe in die Rechnung zu bringen. Hingegen wollen wir diesfalls in Bezug auf anderweitig massgebende Elemente eine Specification vornehmen, als welche die Stärke der Drosslung (ϑ) und die Grösse des schädlichen Raumes (m) zu bezeichnen sind.

Es variieren bei den Maschinen ohne (namhafte) Compression in der Regel höchstens (siehe Theor. Tab. A):

$$\frac{l_2}{l} \text{ zwischen } 0{,}91 \text{ und } 0{,}97$$

$$\frac{l_3}{l} \quad \text{„} \quad 0{,}93 \quad \text{„} \quad 0{,}99$$

$$\frac{l_4}{l} \quad \text{„} \quad 0{,}997 \quad \text{„} \quad 0{,}999$$

Wir können demgemäss im Mittel ohne Weiteres annehmen:

$$\left.\begin{aligned} \frac{l_2}{l} &= 0{,}94 \\ \frac{l_3}{l} &= 0{,}96 \\ \frac{l_4}{l} &= 0{,}998 \end{aligned}\right\} \quad . \quad . \; 58)$$

Hiermit ergibt sich aus 35):

$$\left.\begin{aligned} f &= \underbrace{\frac{l_1}{l} + (1-\vartheta)\left(\frac{l_1}{l} + m\right)\text{logn. }\varepsilon + 0{,}02\,\frac{1}{\varepsilon}\,(1-\vartheta)}_{f_m} - \underbrace{0{,}001\,(1+\vartheta)}_{f'_v} \\ f' &= \underbrace{0{,}94 + 1{,}1\,(0{,}06 + m)\,\text{logn. }\varepsilon_1 + 0{,}0011\,\varepsilon_1}_{f_v} - \underbrace{0{,}020}_{f'_m} \end{aligned}\right\} \; 59)$$

hierbei ist gemäss 36):

$$\left.\begin{aligned} \varepsilon_1 &= \frac{0{,}96 + m}{\frac{l_1}{l} + m} \\ \varepsilon_1 &= \frac{0{,}06 + m}{0{,}002 + m} \end{aligned}\right\} \quad . \quad . \; 60)$$

Hiernach sind die Spannungs-Coëfficienten f und f' (nebst f'_v und f'_m) neben ε, $\frac{1}{\varepsilon}$ und ε_1 zunächst für die folgenden Annahmen von ϑ (für eine mässige Drosslung) und von m (für den schädlichen Raum) berechnet und in der Theor. Tab. F (S. **10**) zusammengestellt worden:

$$m = 0{,}05 \quad \begin{cases} \vartheta = 0{,}1 \\ \vartheta = 0{,}05 \end{cases}$$

$$m = 0{,}035 \quad \begin{cases} \vartheta = 0{,}1 \\ \vartheta = 0{,}075 \\ \vartheta = 0{,}05 \end{cases}$$

$$m = 0{,}025 \quad \begin{cases} \vartheta = 0{,}1 \\ \vartheta = 0{,}05 \\ \vartheta = 0{,}025 \\ \vartheta = 0 \end{cases}$$

Hierbei ergeben sich ausser $f'_m = 0{,}020$ die bloss von der Grösse des schädlichen Raumes (m) abhängigen Grössen, wie übrigens auch unterhalb der Theor. Tab. F angegeben, nachfolgends:

$$m = 0{,}05 \quad \begin{cases} \varepsilon_1 = 2{,}116 \\ f' = 1{,}013 \\ f_v = 1{,}033 \end{cases}$$

$$m = 0{,}035 \quad \begin{cases} \varepsilon_1 = 2{,}567 \\ f' = 1{,}024 \\ f_v = 1{,}044 \end{cases}$$

$$m = 0{,}025 \quad \begin{cases} \varepsilon_1 = 3{,}148 \\ f' = 1{,}031 \\ f_v = 1{,}051 \end{cases}$$

Behufs Angabe der mittleren Hinterdampfspannung (mittleren absol. Spannung)

$$p_m = f_m p + f'_m p'$$

ist durchaus constant $f'_m = 0{,}020$ und für den Coëfficienten

$$f_m = f + f'_v$$

die Grösse $f'_v = 0{,}001\ (1 + \vartheta)$ auf 3 Decimalien stets $= 0{,}001$, so dass man ohne Anstand allgemein

$$f_m = f + 0{,}001$$

setzen kann.

Die hier in Betracht gezogenen, einer mässigen Drosslung entsprechenden Werthe von ϑ kommen bei den verschiedenen Maschinengattungen vor, ohne dass man eine eigentliche (namhafte) Drosslung beabsichtigen würde. Ist dies letztere der Fall, so nimmt ϑ von 0,1 angefangen grössere Werthe an, wobei sich von den in der Theor. Tab. F vorkommenden Grössen einzig und allein die Werthe von f ändern, die übrigen Grössen (ε, ε_1, f' etc.) jedoch ungeändert bleiben. Unter der Aufschrift „Zur Theor. Tab. F“ sind auf S. **11** die für $\vartheta = 0{,}1$ bis $0{,}8$, also für starke Drosslung und für die obigen drei Werthe von m nach dem Vorhergehenden berechneten Werthe von f übersichtlich zusammengestellt. In der untersten Zeile dieser Tabelle sind zugleich die zu

dem jeweiligen Werthe von ϑ gehörigen beiläufigen Verhältnisse $\frac{p}{p_o}$ (der mittleren Admissionsspannung p zu der absoluten Kesselspannung p_o) nach einer empirischen Regel unter der Voraussetzung angegeben, dass die Drosslung lediglich am Admissionsventil und keineswegs (was der Drosslung vollends abträglich wäre) am Kesselsperrventil bewirkt wird.

Die hiermit vorgenommene Specialisierung in Bezug auf die Grössen ϑ und m kann einerseits dazu dienen, um den Einfluss der Drosslung und des schädlichen Raumes auf die Grösse der Gesammt-Dampfwirkung zu erkennen, das anderemal aber auch der Rücksicht entsprechen, um in Bezug auf diese Wirkung die Maschinen ohne und mit Dampfhemd zu unterscheiden. Da es nämlich zu umständlich wäre, für jede dieser beiden Maschinengattungen ein besonderes Expansionsgesetz anzuwenden, so wird man sich dadurch behelfen können, dass man bei den Dampfhemdmaschinen, wie dies bereits auf S. 37 dargethan wurde, ohne Weiteres das einfache Mariotte'sche Gesetz als giltig annimmt, und bei den Maschinen ohne Hemd zwar von demselben Gesetz Gebrauch macht, jedoch eine kleinere als die wirkliche Dampfmenge als expandierend annimmt, was einfach dadurch geschehen kann, dass ein entsprechend kleinerer Werth von m für den schädlichen Raum (als der wirkliche) in Rechnung gebracht wird, während gleichzeitig bei den Dampfhemdmaschinen auch eine geringere Drosslung (ϑ) anzunehmen sein wird, als bei den Maschinen ohne Hemd. Dabei wird jedoch zu beachten sein, dass bei den Condensatormaschinen das Dampfhemd in Bezug auf die Vergrösserung der Expansionswirkung vielmehr ausgiebig ist, als bei den Auspuffmaschinen, da bei den ersteren die Temperatur des Emissionsdampfes entgegen jener des Admissionsdampfes bedeutend geringer, mithin auch die mittlere Temperatur der Cylinder-Wandungen bedeutend niedriger ist, als bei den letzteren.

Ausserdem wird bei Feststellung von f für die practische Maschinen-Ausmittlung auch noch festzuhalten sein, dass die Auspuffmaschinen in der Regel grössere schädliche Räume besitzen (und auch zulassen), als die Condensatormaschinen (insbesondere solche mit Hemd).

Durch den obigen Vorgang (Anwendung des einfachen Mariotte'schen Gesetzes und Annahme eines kleineren als des wirklichen schädlichen Raumes für die Expansionswirkung der Maschinen ohne Hemd, so wie auch einer stärkeren Drosslung) wird bei gewahrter Einfachheit sehr annähernd dasselbe erreicht, als wenn das Gesetz $PV^k =$ Const. mit $k > 1$ zur Anwendung gekommen wäre.

Note. Um die Ausdrücke für die Spannungs-Coëfficienten in 59) behufs ihrer weiteren Behandlung (für die Zweicylinder- und Dreicylinder-Maschinen) möglichst zu vereinfachen, können wir erstlich, wie bereits angedeutet,

$$f'_v = 0{,}001 \text{ und ohnedies } f'_m = 0{,}02$$

setzen; es variieret ferner gemäss Theor. Tab. F, S. 10, f_v nur innerhalb der numerischen Grenzen 1,033 (für grossen schädl. Raum) und 1,051 (für sehr kleinen schädl. Raum); man kann demnach im Durchschnitte (einem schädlichen Raume von etwa 4% entsprechend)

$$f_v = 1{,}04$$

setzen. In dem Ausdrucke für f_m (bezw. auch für f) kann die Grösse $0{,}02 \frac{1}{\varepsilon} (1-\vartheta)$ wegen der Kleinheit des numerischen Coëfficienten, wegen $\frac{1}{\varepsilon}$ nahe $= \frac{l_1}{l}$ und wegen $1-\vartheta$ nahe $= 1$ durch $0{,}02 \frac{l_1}{l}$ ersetzt werden.

Demgemäss lauten die Beziehungen 59) mit hinreichender Annäherung

$$\left.\begin{array}{l} = \underbrace{\frac{l_1}{l} + (1-\vartheta)\left(\frac{l_1}{l}+m\right)\text{logn.}\,\varepsilon + 0{,}02\frac{l_1}{l}}_{f_m} - \underbrace{0{,}001}_{f'_v} \\ f_v = 1{,}04;\; f'_m = 0{,}02;\; f' = f_v - f'_m = 1{,}02 \end{array}\right\} \text{. ad 59)}$$

Hiernach ist die mittlere (förderliche) Hinterdampfspannung

$$p_m = f_m\, p + 0{,}02\, p'$$

und die mittlere (hinderliche) Vorderdampfspannung

$$p_v = 1{,}04\, p' + 0{,}001\, p;$$

ferner die indicierte Spannung

$$p_i = p_m - p_v$$

oder auch direct

$$p_i = f p - f' p'$$

Hierbei ist (gemäss 60) ungeändert

$$\varepsilon = \frac{0{,}96 + m}{\frac{l_1}{l} + m} \text{ . ad 60)}$$

§ 32.

Specialisierung für Maschinen mit bedeutender Compression.

Für diejenigen Maschinen, bei welchen theils aus dampfökonomischen, theils aus Rücksichten für einen ruhigen Gang ein entsprechender und stets namhafterer Compressionsgrad eingeleitet wird, als es der vorhergehends (Gl. 58) in Betracht gezogene Werth des relativen Kolbenweges $\frac{l_2}{l} = 0{,}94$ mit sich bringt, wird die Specialisierung zunächst in der Einsetzung der constanten Werthe

$$\frac{l_3}{l} = 0{,}96$$

$$\frac{l_4}{l} = 0{,}998$$

zu bestehen haben, während über $\frac{l_2}{l}$ zunächst noch die freie Wahl zu wahren ist.

Wir lassen (wie dies im Vorhergehenden wegen der geringen Dauer der Compressionsphase durchaus zulässig war) vor der Hand auch diesfalls (bei namhafter Dauer dieser Phase) das einfache Mariotte'sche Gesetz für die Compression gelten und die zugehörigen ergänzenden Bemerkungen demnächst nachfolgen.

Ein Blick auf die allgemeinen Formeln 32) und 35) nebst 36) zeigt, dass der relative Kolbenweg $\frac{l_2}{l}$ lediglich nur in dem Ausdrucke für v und hiermit auch in jenem für f' vorkommt, und dass die sämmtlichen übrigen Spannungs-Coëfficienten — insbesondere f — einschliesslich des Expansionsgrades ε lediglich nur von den Grössen $\frac{l_3}{l}$ und $\frac{l_4}{l}$ (selbstverständlich ausser $\frac{l_1}{l}$) beeinflusst werden.

Es gelten sonach die im vorigen § 31 für die Expansions-Maschinen behandelten und in der Theor. Tab. F zusammengestellten Werthe von f neben jenen von ε und $\frac{1}{\varepsilon}$ auch für Maschinen mit beliebig starker Compression; eben so ist auch diesfalls überhaupt $f'_m = 0{,}020$ und kann $f'_v = 0{,}001$ gesetzt werden.

Hingegen ist f' nebst f_v und ε_1 (ausser von m) von $\frac{l_2}{l}$ abhängig, und zwar hat man

für $m = 0{,}05$:

$$\left.\begin{aligned} f' &= \frac{l_2}{l} + 1{,}1\left(1{,}05 - \frac{l_2}{l}\right) \text{logn.}\, \varepsilon_1 + 0{,}0011\, \varepsilon_1 - 0{,}020 \\ \text{hierin } \varepsilon_1 &= \frac{1{,}05 - \frac{l_2}{l}}{0{,}052} \end{aligned}\right\} \quad . \;. \; 61)$$

für $m = 0{,}035$:

$$\left.\begin{aligned} f' &= \frac{l_2}{l} + 1{,}1\left(1{,}035 - \frac{l_2}{l}\right) \text{logn.}\, \varepsilon_1 + 0{,}0011\, \varepsilon_1 - 0{,}020 \\ \text{hierin } \varepsilon_1 &= \frac{1{,}035 - \frac{l_2}{l}}{0{,}037} \end{aligned}\right\} \quad . \;. \; 61')$$

für $m = 0{,}025$:

$$\left.\begin{aligned} f' &= \frac{l_2}{l} + 1{,}1\left(1{,}025 - \frac{l_2}{l}\right) \text{logn.}\, \varepsilon_1 + 0{,}0011\, \varepsilon_1 - 0{,}020 \\ \text{hierin } \varepsilon_1 &= \frac{1{,}025 - \frac{l_2}{l}}{0{,}027} \end{aligned}\right\} \quad . \;. \; 61'')$$

Das subtractive Glied 0,020 in 61), 61'), 61'') ist eben $= f'_m$.

Die mittelst dieser Ausdrücke für verschiedene Werthe von $\frac{l_2}{l}$ berechneten Angaben von ε_1 und f' sind in der Theor. Tab. F', S. **12**, übersichtlich zusammengestellt und zugleich die zugehörigen Werthe der Compressions-Endspannung ($\varepsilon_1\, p''$) für Auspuff und für Condensation nebenangesetzt.

Ueber die Anwendung der Compression ist zuvörderst zu bemerken: Würde die Compression und die Expansion, wie hier vorläufig angenommen wurde, nach demselben Gesetze stattfinden, und könnte der durch Compression gewonnene Dampf bis zu derjenigen Spannung expandieren, von welcher die Compression erfolgte (was durch ein scharf zugespitztes Dampfspannungs-Diagramm gewährleistet würde), so wäre durch die Anwendung der letztern der schädliche Raum geradezu unschädlich gemacht*). Wenn nun auch dieses bei den Eincylinder-Maschinen im Allgemeinen nicht völlig eintritt (wohl aber bei dem Hochdruckcylinder einer correcten Zwei- und Dreicylinder-Maschine stets eintreten kann), so wird bei den üblichen Expansionsgraden doch wenigstens ein partielles Paralysieren des schädlichen Raumes durch die Compression ermöglicht. Hierzu kommt jedoch der Umstand, dass durch die mit der Compression verbundene Erwärmung des Vorderdampfes (und hiermit auch der Cylinderwandungen) der Dampfverlust herabgesetzt wird und überhaupt diejenigen Vortheile gesteigert werden, welche durch die bessere Warmhaltung des Dampfcylinders bedingt sind. Diese beiderlei für die Anwendung der Compression sprechenden Umstände zugleich mit dem hierdurch bezweckten ruhigeren Maschinengange bringen es mit sich, dass die Compression in der Anwendung immer beliebter wird.

*) Der grössere schädliche Raum würde unter solchen Umständen (ähnlich wie bei den Gebläsen) lediglich ein entsprechend grösseres Cylindervolumen für eine gewisse Maschinenleistung erheischen.

§ 33.

Ergänzende Bemerkungen und Ausmittelungen über die Compression.

Ueber das Gesetz, nach welchem die Compression des Vorderdampfes in einer Dampfmaschine vor sich geht, herrschten in Fachkreisen sehr divergierende Ansichten. Die Einen behaupteten, die Spannung wachse in einem geringeren Masse als nach dem einfachen Mariotte'schen Gesetze, derart, dass die Zunahme der Spannung bei der Compression sogar nur halb so gross wäre, als nach diesem Gesetze, was beiläufig bedeuten würde, dass diese Endspannung nur so gross wird, als wenn die Compression in einen doppelt so grossen schädlichen Raum (als den wirklichen) vor sich gehen würde(!). Andere haben hingegen die Ueberzeugung gewonnen, dass bei der Compression des Dampfes ein dem Poisson'schen („potenzierten Mariotte'schen") Gesetze analoges Gesetz

$$PV^k = \text{Const.}$$

befolgt wird, wobei der Exponent k im Allgemeinen die Einheit, ja nach Umständen sogar den Werth $1{,}41$ (Verhältniss der beiden Wärme-Capacitäten) des eigentlichen Poisson'schen Gesetzes übersteigen sollte, während derselbe nach der erstgenannten Ansicht sehr bedeutend unter der Einheit zurückbleiben würde!

Nach den zum Zwecke dieser Bemerkungen von Protessor Káš an verschiedenen Indicator-Diagrammen vorgenommenen Untersuchungen fällt der Exponent k in der Regel nicht unter $0{,}9$ und steigt in der Regel nicht über $1{,}2$, und zwar gestaltet sich dieser numerische Werth der Natur der Sache gemäss desto kleiner, je feuchter der Dampf, beziehungsweise desto grösser, je besser die Maschine umhüllt und geheizt ist.

Hiernach wurden zur Gewinnung der erforderlichen Daten für die Compression dem Exponenten k ausser der Einheit (dem einfachen Mariotte'schen Gesetze entsprechend) auch noch die Werthe $k = 0{,}9$, dann $1{,}1$ und $1{,}2$ beigelegt und diese Daten in den Theor. Tab. F'' (S. 13) unter 1, 2 und 3 in analoger Weise mit der Theor. Tab. F' zusammengestellt.*)

In diesen einzelnen Tabellen sind die sämmtlichen Grössen sowohl für Auspuff- als auch für Condensatormaschinen zur beliebigen Anwendung angegeben, in der Ueberschrift ist jedoch stets bemerkt, für welche Maschinengattung die betreffende Tabelle „insbesondere" anzuwenden wäre, und von dem Verfasser in dem nachfolgenden specialisierten Theile auch wirklich angewendet wird; und zwar eignet sich:

Tab. F' ($PV = \text{Const.}$) für Auspuffmaschinen ohne Dampfhemd,

Tab. F''_1 ($PV^{0,9} = \text{Const.}$) für Condens.-Maschinen ohne Dampfhemd,

Tab. F''_2 ($PV^{1,1} = \text{Const.}$) für Maschinen mit Dampfhemd,

Tab. F''_3 ($PV^{1,2} = \text{Const.}$) für Maschinen mit Dampfhemd, bei möglichst wenig feuchtem Dampfe.

---

*) Hierbei brauchte nur beachtet zu werden, dass nach dem Gesetze $PV^k = \text{Const.}$ die Compressions-Endspannung $p_c = \varepsilon_1{}^k p''$ und dass gemäss Gl. 20') S. 42 die Compressions-Wirkung

$$W_c = P_1 V_1 \frac{1}{k-1} (\varepsilon_1{}^{k-1} - 1)$$

während nach dem einfachen Mariotte'schen Gesetze gemäss Gl. 19') S. 40

$$W_c = P_1 V_1 \text{ logn. } \varepsilon_1.$$

Hiernach ist diesfalls in den Ausdrücken 61), 61') und 61'') logn. ε_1 durch $\frac{1}{k-1}(\varepsilon_1{}^{k-1} - 1)$ und in dem vorletzten Gliede (welches der Compressions-Endspannung entspricht) ε_1 durch $\varepsilon_1{}^k$ zu ersetzen.

Unterhalb der Theor. Tab. F' hat endlich eine dreifache Zusammenstellung (in Kleindruck) Platz gefunden, welche aus den eben erklärten Tabellen (F' und F'' 1, 2, 3) für die unmittelbare Anwendung gefolgert wurde. Aus dieser Zusammenstellung lässt sich für jede Gattung der Eincylinder-Maschinen die Grösse f' nebst $\frac{l_2}{l}$ sofort entnehmen, wenn man bis zu einer gewissen (nach Belieben zu wählenden) Endspannung p_c comprimieren will. Für die Condensatormaschinen sind die genannten Grössen behufs eventueller Wahl für alle in Betracht gezogene Werthe von k angegeben.

Es versteht sich, dass die Angaben von $\frac{l_2}{l}$ für eine auf Compression einzurichtende Maschine für die Anwendung nur als „vorläufig" anzusehen sind und dass die Grösse $\frac{l_2}{l}$ an der in Gang gesetzten Maschine nach Massgabe der abgenommenen Indicator-Diagramme zu corrigieren sein wird, im Falle man mit dem wirklichen Verlaufe der Compressionscurve etwa nicht einverstanden wäre.

III. ABSCHNITT.

Theoretisches über Mehrcylinder-Maschinen.

(Verbund-Maschinen.)

1. KAPITEL.

Theorie der Zweicylinder-Maschinen.

(Zweiverbund-Maschinen.)

§ 34.

Allgemeines über Zweicylinder-Maschinen.

Die Anwendung der Zweicylinder-Maschinen ist aus dem Bestreben hervorgegangen, behufs möglichster Dampfökonomie Dampf von hoher Spannung bei entsprechend hohen Expansionsgraden mit allseitigen Vortheilen anwenden zu können.

Unter solchen Umständen (bei hoher Spannung und zugehörig kleiner Füllung) gestaltet sich die wirksame Druckdifferenz auf den Kolben einer Eincylinder-Maschine während eines Kolbenhubes in einem allzuhohen Grade und in ungünstiger Weise veränderlich: Nahe am Hubwechsel, allwo der (aus der todten Lage) zurückgelegte Kurbelwinkel w von Null an kleine Werthe annimmt, somit die nach der Kurbelrichtung entfallende (nur Zapfenreibung erzeugende) Componente $\mathfrak{P}_x \cos w$ des wirksamen Kolbendruckes $\mathfrak{P}_x$ gegen die peripherische (beschleunigende) Componente $\mathfrak{P}_x \sin w$ desselben bei Weitem überwiegend ist, gestaltet sich dieser Kolbendruck (während der Admission) sehr gross, und nimmt weiterhin (nach eingeleiteter Expansion) rapid ab, um in der zweiten Hälfte des Hubes, namentlich aber gegen das Ende desselben verhältnissmässig sehr kleine Werthe anzunehmen.

Wenngleich bei Beginn des Hubes ein grösserer Kolbendruck der Beschleunigung der hin- und hergehenden Massen, ähnlich wie am Hubende die Compression der Verzögerung dieser Massen zu Statten kommt, so sind die betreffenden Schwankungen des Kolbendruckes bei hoher Spannung und kleiner Füllung selbst schon aus dieser Rücksicht viel zu gross und beeinträchtigen ausserdem in hohem Grade die Gleichförmigkeit der Rotation.

Nicht minder ungünstig wirkt hierbei der gewaltige Unterschied der Dampfspannungen hinter und vor dem Kolben, so wie das hiermit bedungene allzugrosse Temperaturgefälle in einem einzigen Dampfcylinder, wodurch einerseits die Dichtung des Kolbens gegen die Dampflässigkeit sehr misslich wird, andererseits aber namhafte Dampfverluste durch die Abkühlung des Admissionsdampfes herbeigeführt werden.

Alle diese Unzukömmlichkeiten werden zum grossen Theile vermieden, und wird die Anwendung hoher Expansionsgrade bei hoher Admissions-

spannung wesentlich erleichtert, wenn man das grosse Spannungsgefälle und das hiermit correspondierende Temperaturgefälle auf zwei Dampfcylinder in dem Sinne vertheilt, dass man den hochgespannten Dampf zunächst in einem kleineren (Hochdruck-) Cylinder mit mässiger Expansion zur Wirksamkeit bringt, und den Rest der Expansion durch den Uebertritt des Dampfes aus diesem (vorgelegten) Cylinder in den eigentlichen Hauptcylinder (Expansions- oder Niederdruck-Cylinder) vor sich gehen lässt. Hierdurch wird zugleich der grosse Vortheil erreicht, dass der mit dem Admissionsdampfe auszufüllende schädliche Raum (diesfalls des kleineren Cylinders) der absoluten Grösse nach namhaft reduciert, beziehungsweise die Schadloshaltung bezüglich dieses Raumes durch eine relativ nur mässige Compression in beiden Cylindern ohne Weiteres ermöglicht wird.

Für Coulissen-Steuerung bei Locomotiv- und Schiffsmaschinen (eventuell auch bei den Förderungs- und Reversierwalzwerks-Maschinen) bietet das Zweicylinder-System noch den Vortheil, dass hierbei die Cylinder-Füllung stets ansehnlich ist und somit eben auch von der Coulisse hinreichend correct bewerkstelligt wird.

Die hiermit berührten Vortheile des Zweicylinder-Systems kommen erwiesenermassen trotz des Umstandes ökonomisch überwiegend zur Geltung, dass durch das Hinzukommen eines vorgelegten Cylinders die passiven Widerstände möglicher Weise (aber mit Rücksicht auf das genügende leichtere Schwungrad nicht ganz unumgänglicher Weise) vermehrt, jedenfalls aber die Maschinen-Herstellungskosten namhaft gesteigert werden. Hierbei muss allerdings mindestens annähernd die gleiche Vollkommenheit der Ausführung und Instandhaltung der Zweicylinder-Maschine (im Vergleiche mit jener der äquivalenten Eincylindermaschine) vorausgesetzt werden.

Es bezeichne:

V das Volumen des Expansions- oder Niederdruck-Cylinders (als des Hauptcylinders),

v das Volumen des Hochdruck-Cylinders;

$\frac{v}{V} = \nu$ das Cylindervolumen-Verhältniss ($\nu < 1$);

O die wirksame Kolbenfläche des Expansions-Cylinders,

O' jene des Hochdruck-Cylinders;

l den Kolbenhub des Expansions-Cylinders,

l' jenen des Hochdruck-Cylinders (in der Regel ist $l' = l$);
demgemäss ist auch

$V = Ol$; $v = O'\,l'$; $\nu = \frac{v}{V} = \frac{O'\,l'}{O\,l}$

$\left(\text{im Falle } l' = l, \text{ so ist speciell } \nu = \frac{O'}{O}\right)$;

$\frac{l_1}{l}$ die (ideale) auf den Expansions-Cylinder bezogene Füllung, welche dem totalen „nominellen" Expansionsgrade entspricht;

$\frac{l'_1}{l'}$ die (wirkliche) Füllung des Hochdruck-Cylinders, so dass

$$\frac{l_1}{l} = \frac{l_1'}{l'}\,\frac{v}{V} = \frac{l_1'}{l'}\,\nu \text{ und } \frac{l_1'}{l'} = \frac{l_1}{l} : \nu = \frac{l_1}{l}\,\frac{1}{\nu};$$

X die wirkliche Füllung des Expansions-Cylinders; dieselbe ist mit den Füllungen $\frac{l'_1}{l'}$ und $\frac{l_1}{l}$ in keinem unmittelbaren Zusammenhange und es folgt hierüber ein besonderer Paragraph;

m' die relative Grösse des schädl. Raumes des Hochdruck-Cylinders (bezogen auf v);

r die relative (auf V bezogene) Grösse des Raumes zwischen dem Auslass-Organ (Schieber oder Ventil) des Hochdruck-Cylinders und dem Einlass-Organ des Expansions-Cylinders;

$R = rV$ die absolute Grösse dieses Raumes;

m die relative Grösse des eigentlichen schädlichen Raumes des Expansions-Cylinders (bezogen auf V).

Bei den Woolf'schen Maschinen älteren Systems — mit ganzer Füllung des Expansions-Cylinders ($X = 1$) — bilden r und m (absolut genommen rV und mV) zusammen den thatsächlich schädlichen Raum des Expansions-Cylinders, in welchen Gesammt-Raum $(r + m)\,V$ der aus dem Hochdruck-Cylinder ausströmende Dampf zunächst ohne Arbeits-Verrichtung expandiert, wodurch ein Spannungsabfall und dem entsprechender Arbeitsverlust herbeigeführt wird, welcher durch die gleichzeitige Abkühlung des übertretenden Dampfes etwa auf die doppelte Grösse, und — wenn der Expansions-Cylinder kein besonderes Einlass-Organ besitzt, somit auch der Raum rV vorher mit dem Condensator in Communication stand — noch bedeutend mehr anwächst, im Vergleiche mit dem aus der blossen Dampfmischung sich ergebenden Abfall resp. Verlust.

Im Falle der Expansions-Cylinder ein besonderes Einlass-Organ besitzt (also sogen. Doppelsteuerung vorhanden ist), was wir in der Folge stets voraussetzen wollen, kann der Raum r (resp. rV) sowohl als Raum (geometrisch), wie auch als Abkühler (calorisch) unschädlich gemacht werden. Ersteres geschieht durch die rechtzeitige Absperrung des Expansions-Cylinders, d. h. durch eine entsprechende Bemessung von X derart, dass der in dem Raume rV nach erfolgter Füllung des Expansions-Cylinders enthaltene Dampf bis nahe zu der Spannung des im Hochdruck-Cylinder expandierten Dampfes comprimiert wird; die hierzu verwendete Compressionswirkung bekommt man hinfort im Expansions-Cylinder als ein Plus an Expansionswirkung zurück, der durch die Abkühlung des übertretenden Dampfes in dem Raume rV bedingte Arbeitsverlust wird jedoch hierdurch nicht behoben.

Soll nun auch dieser Arbeitsverlust behoben, d. h. der Raum rV auch als Abkühler unschädlich gemacht werden, so muss man denselben so warm halten, dass der aus dem Hochdruck-Cylinder hineintretende Dampf keine Abkühlung erfahre; — man muss denselben von aussen heizen. Zu diesem Zwecke (zugleich zum Zwecke minderer Schwankungen der Spannung und Temperatur hierin selbst, wohl auch behufs bequemerer Disposition der beiden Cylinder) wird der Raum rV entsprechend bemessen, häufig $= v$ bis V gemacht und sodann als „Receiver" bezeichnet. Die Anordnung eines Receivers macht auch eine Kurbelverstellung der beiden Cylinder um 90° (oder dergl.) zulässig,

wenn der Expansions-Cylinder auf die Füllung $X = \frac{v}{V}$ (beiläufig) eingerichtet wird.*) Die Zweicylinder-Maschine, bei welcher sodann der Receiver unerlässlich und selbstverständlich ist, nennen wir unter solchen Umständen insbesondere eine Compound-Maschine.

Bei diesem oder jenem Typus der „vollkommenen" Zweicylinder-Maschine (Compound oder Woolf) ist, sobald nur die Füllung X des Expansions-Cylinders entsprechend eingerichtet wird, für den unvermeidlichen Spannungsabfall (oder vielmehr für den unvermeidlichen Arbeitsverlust) lediglich nur der schädliche Raum mV des Expansions-Cylinders (und zwar sowohl räumlich als auch calorisch) massgebend; wird jedoch der Raum rV (Receiver-Raum) nicht geheizt, d. h. hat man es mit einer Zweicylinder-Maschine mit Doppelsteuerung, jedoch ohne (geheizten) Receiver zu thun, dann ist für jenen unvermeidlichen Arbeitsverlust auch noch dieser Raum rV, jedoch bloss in calorischer Beziehung massgebend. Es ist zu bemerken, dass dieser als „unvermeidlich" bezeichnete Arbeitsverlust selbst dann nicht vermieden wird, wenn man die Füllung X des Expansions-Cylinders auf eine wirkliche Zuspitzung des Spannungsdiagramms des Hochdruck-Cylinders (überflüssiger Weise) einrichten würde; wohl kann aber jener Arbeitsverlust durch eine entsprechend hohe Compression des Vorderdampfes im Expansions-Cylinder auf ein geringeres Maass reduciert werden.

Wenn, wie erwähnt, hier lediglich die Zweicylinder-Maschinen mit rechtzeitiger Absperrung des Expansions-Cylinders (mit Doppelsteuerung) in Betracht gezogen und die „alten" Woolf'schen Maschinen (mit ganzer Füllung des Expansions-Cylinders) weiterhin nicht beachtet werden, so haben wir zum Zwecke der Bestimmung der Dampfwirkung als Unterscheidungsmomente nur festzuhalten:

Erstens den kleineren oder grösseren schädlichen Raum des Expansions-Cylinders,

Zweitens den Umstand, ob der Raum rV (Receiver) geheizt ist oder nicht; in jedem Falle ist ausserdem

Drittens das Volumen-Verhältniss $v:V$ der beiden Cylinder für die Grösse der Gesammt-Dampfwirkung selbstverständlich von Einfluss.

Von diesem Gesichtspunkte werden in dem Folgenden für die Bestimmung der Dampfwirkung (mit gehöriger Beachtung der schädlichen Räume und der Volumen-Verhältnisse) unterschieden:

a) Zweicylinder-Maschinen ohne (geheizten) Receiver,

b) Zweicylinder-Maschinen mit geheiztem Receiver.

Unter *a*) sind insbesondere die Woolf'schen Maschinen mit Doppelsteuerung, jedoch ohne einen eigentlichen (geheizten) Receiver gemeint, welche man auch als „Correcte" oder „Corrigierte Woolf'sche Maschinen" — nämlich durch rechtzeitige Absperrung des Expansions-Cylinders, entgegen der vormaligen ganzen Füllung desselben, corrigiert — bezeichnen könnte. (Mit denselben können die eigentlichen Receiver-

*) Hierüber folgt im weiteren Paragraph das Nähere.

Die hiernach provisorisch bestimmten Werthe von X müssen bei jeder Zweicylinder-Maschine (gleichgiltig, ob die Kurbeln um 0° resp. 180° oder aber um 90° oder dergl. verstellt sind), wenn dieselbe in Gang gesetzt wurde, nach Massgabe der abgenommenen Indicator-Diagramme auf den unvermeidlichen Spannungsabfall corrigiert werden, zu welchem Zweck die Steuerung (scilic. das Einlass-Organ) des Expansions-Cylinders auf eine entsprechende Aenderung der Füllung und schliessliche Fixierung derselben einzurichten ist.

Maschinen, wenn der Receiver nicht geheizt wird, der Dampfwirkung nach als annähernd übereinstimmend angenommen werden.) Siehe Diagramm Fig. 14.

Unter *b*) sind die eigentlichen Receiver-Maschinen, also die vollkommenen und heute modernen Zweicylinder-Maschinen einbegriffen, und zwar sowohl

α) die „Receiver-Woolf-Maschinen" (mit Kurbeln unter 0° oder 180°), als auch

β) die „Compound-Maschinen" (mit Kurbeln unter 90° oder dergl.)

Die Diagramme dieser beiden Maschinengattungen, Fig. 15 (ad *α*) und Fig. 16 (ad *β*), sind zwar der Form nach von einander völlig verschieden (sowie es diese beiderlei Maschinen überhaupt sind), sie stimmen jedoch in Bezug auf die Grösse der Fläche, also bezüglich der Gesammtdampfwirkung (bei übrigens gleichen Umständen) mit einander überein, oder können wenigstens für die allgemeine Behandlung bezüglich der Dampfwirkung als mit einander übereinstimmend angesehen werden.

Die erwähnten Diagramme, Fig. 14, 15, 16, sind durchwegs für die gleichen Verhältnisse bezüglich der Spannung und Füllung und insbesondere für den gleichen schädlichen Raum ($m = 0{,}08$) des Expansions-Cylinders, Fig. 15 und 16 auch für das gleiche Volumenverhältniss der beiden Cylinder verzeichnet. Die eigentlichen Indicatorcurven sind (auch in den zugehörigen Fig. 11, 12, 13) durch continuirliche, die nach Rankine reducierten durch gestrichelte Linien bezeichnet; die jedesmalige ideale Fortsetzung der Expansions-Curve ist abwechselnd gestrichelt und punctiert.

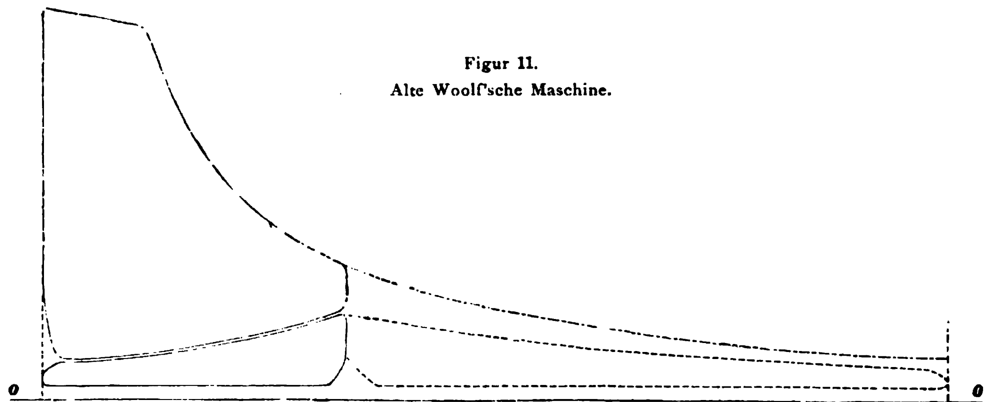
Von dem obenerwähnten Gesichtspunkte, dass nämlich der unvermeidliche Arbeitsverlust einer wohleingerichteten Zweicylinder-Maschine lediglich nur durch die Grösse des eigentlichen schädlichen Raumes mV des Expansions-Cylinders (und nebenbei durch den Umstand, ob der Receiverraum geheizt ist oder nicht) bedingt ist, lässt sich die allgemeine Berechnung solcher Maschinen wesentlich vereinfachen oder vielmehr ermöglichen, indem man bedenkt, dass alsdann die Gesammtdampfwirkung einer solchen Maschine gerade so gross sein wird, als bei einer (idealen) Woolf'schen Maschine alten Systems (mit ganzer Füllung des Expansions-Cylinders), bei welcher der gesammte Cylinder-Zwischenraum eben nur die Grösse mV besitzen würde und für den Spannungsabfall massgebend wäre.

In Fig. 13 ist solch' ein ideales Diagramm gezeichnet, welches mit den die eigentlichen Receiver-Maschinen betreffenden Diagrammen Fig. 15 und 16 die gleiche Fläche besitzt, also in Bezug auf die Grösse der summarischen Dampfwirkung äquivalent ist. In gleicher Weise ist das ideale Diagramm Fig. 12 der Gesammtdampfwirkung nach äquivalent mit jenem in Fig. 14, welches eine Maschine ohne (geheizten) Receiver betrifft. Für eine solche ist der unvermeidliche Spannungsabfall (scil. Arbeitsverlust) doppelt so gross angenommen, als er sich bei geheiztem Receiver ergeben würde, d. h. es ist der schädliche Raum des Expansions-Cylinders für den Spannungsabfall (wegen der Abkühlung) doppelt so gross in Rechnung gebracht, als er wirklich ist.

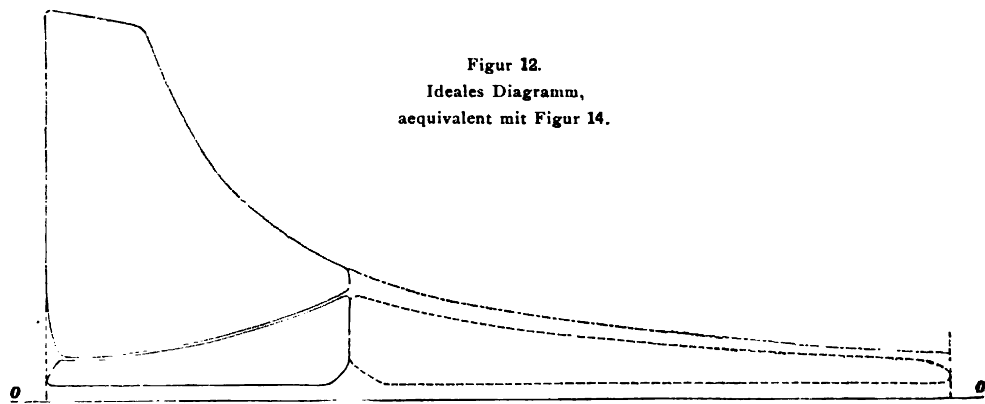
Wenn es sich sonach um die Ermittlung der Gesammtdampfwirkung beider Cylinder und (vor der Hand) nicht zugleich um die Vertheilung derselben auf die beiden Cylinder handelt, so kann man für die Zweicylinder-Maschinen (aller drei Typen) ganz wohl die idealen der Gesammtdampfwirkung

Diagramme für Zweicylinder-Maschinen mit einfacher Steuerung.

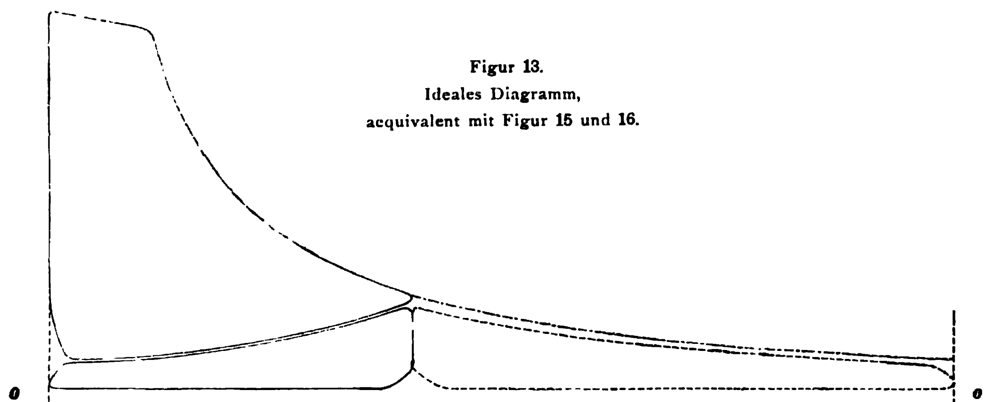
(1 Atm. = 1 cm.)



Figur 11.
Alte Woolf'sche Maschine.



Figur 12.
Ideales Diagramm,
aequivalent mit Figur 14.

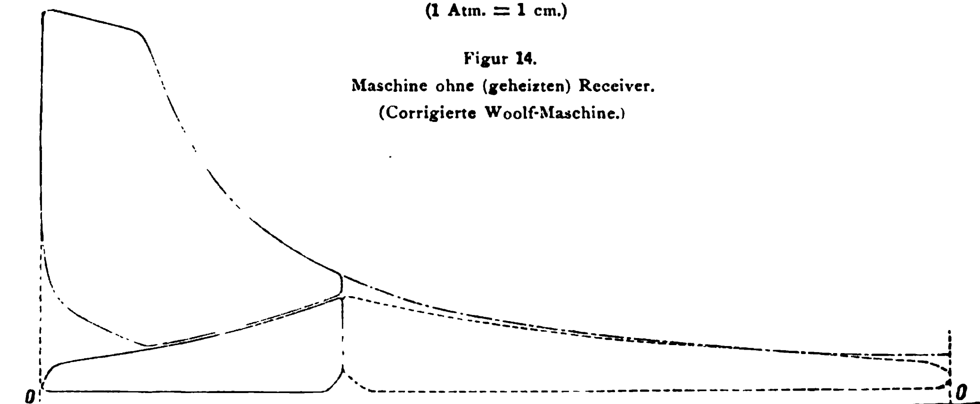


Figur 13.
Ideales Diagramm,
aequivalent mit Figur 15 und 16.

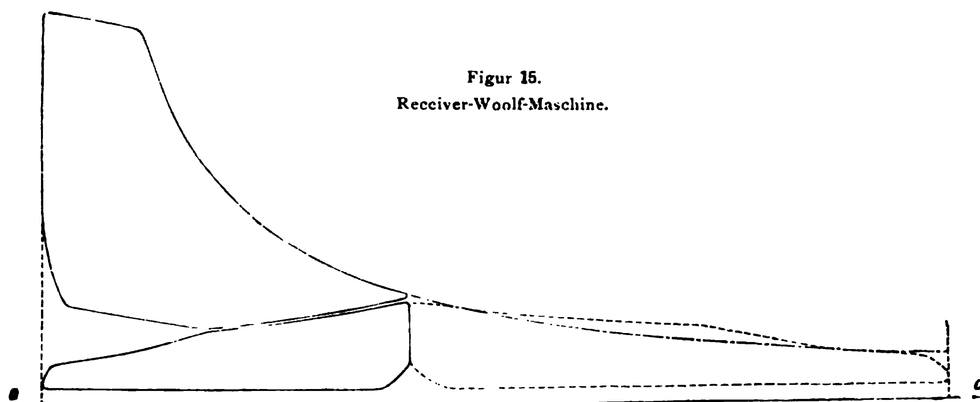
Diagramme für Zweicylinder-Maschinen mit Doppelsteuerung

(gezeichnet für $m = 0{,}08$).

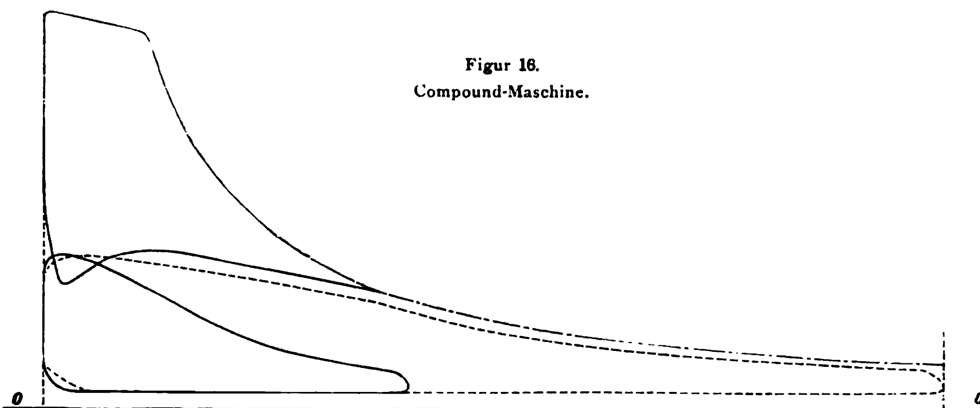
(1 Atm. = 1 cm.)



Figur 14.
Maschine ohne (geheizten) Receiver.
(Corrigierte Woolf-Maschine.)



Figur 15.
Receiver-Woolf-Maschine.



Figur 16.
Compound-Maschine.

nach äquivalenten Woolf'schen Maschinen (mit ganzer Füllung des Expansions-Cylinders) der Berechnung zu Grunde legen. Auch ist dies gewiss der einfachste Weg, welcher eine allgemeine Lösung der Aufgabe und zwar mit hinreichender Genauigkeit ermöglicht.*)

Nebenbei ist in Fig. 11 das wirkliche (theoret.) Diagramm einer „alten Woolf-schen Maschine“ zum Vergleiche mit den idealen Diagrammen Fig. 12 und 13 gezeichnet. Sämmtliche Diagramme sind selbstverständlich theoretisch, und zwar genau der nachfolgenden Berechnung entsprechend; nur sind die Diagramme der „Zweicylinder-Maschinen mit Doppelsteuerung“ Fig. 14, 15, 16 für ein sehr günstiges Verhältniss ($m = 0{,}03$) des schädlichen Raumes des Expansions-Cylinders construiert, während in den nachfolgenden Berechnungen auch ein ungünstigeres Verhältniss, $m = 0{,}06$, also ein doppelt so grosser schädlicher Raum und ausserdem noch ein solcher von mittlerer Grösse in Betracht gezogen wird.

§ 35.

Bestimmung der indicierten Spannung bei den Zweicylinder-Maschinen.

Wenn nun die Berechnung der Gesammtdampfwirkung einer beliebigen Zweicylinder-Maschine auf eine solche einer idealen Woolf'schen Maschine (mit ganzer Füllung des Expansions-Cylinders) zu reducieren ist, so lässt sich — ausser allem Anderen auch ein bestimmtes Cylindervolumen-Verhältniss vorausgesetzt — die „reducierte“ (auf den Expansions-Cylinder bezogene) indicierte Spannung p_i (gerade wie bei einer Eincylinder-Maschine die wirkliche indicierte Spannung) in der Form geben

$$p_i = fp - f'p' \quad . \quad . \quad . \quad 62)$$

wobei, wie bisher, p die mittlere Admissions-Spannung (im Hochdruck-Cylinder), p' die mittlere Emissions-Spannung (im Expansions-Cylinder) bezeichnet.

Behufs Nachweises dieser Beziehung und Bestimmung der Spannungs-Coëfficienten f nebst f' bezeichne (in Ergänzung zu § 34 S. 86) hier noch vorübergehend:

p_m die mittlere (förderliche) Hinterdampfspannung und
p_u die mittlere (hinderliche) Vorderdampfspannung im Hochdruck-Cylinder;
ζp_u die mittlere (förderliche) Hinterdampfspannung (siehe das Weitere) und
p_v die mittlere (hinderliche) Vorderdampfspannung im Niederdruck-Cylinder;
$\mathfrak{A}$ die Grösse des atmosphärischen Druckes (= 10 000 Kgr. pro m^2).

Durch den Coëfficienten ζ wird dem unvermeidlichen Spannungsverlust beim Ueberströmen des Dampfes aus dem Hochdruck- in den Niederdruck-Cylinder zur Ueberwindung der Widerstände und vermöge der in dem schädlichen Raume des Niederdruck-Cylinders hierbei stattfindenden Abkühlung resp. partiellen Condensation Rechnung getragen; wenn dieser Verlust z. B. durchschnittlich mit 5% der jeweiligen Spannung p_u angenommen wird, so ist $\zeta = 0{,}95$ zu setzen; ζ ist somit als Spannungs-Verminderungsgrad zu bezeichnen.

Mit diesen Bezeichnungen ist die bei einem einfachen Hube an die beiden Dampfkolben abgegebene Gesammtdampfwirkung oder indicierte Wirkung:

$$W_i = \mathfrak{A}\, p_m\, O'\, l' - \mathfrak{A}\, p_u\, O'\, l' + \mathfrak{A}\, \zeta\, p_u\, O l - \mathfrak{A}\, p_v\, O l$$

*) An einer einzelnen, bestehenden oder bestehend gedachten, z. B. eben herzustellenden Zweicylinder-Maschine irgend eines Typus kann man sich allerdings in allerlei Ermittelungen, auch bezüglich der calorischen Vorgänge, einlassen und die betreffende Maschine ins Detail studieren; bei der allgemeinen Behandlung aller Maschinen aller Typen geht dies nicht an und ist dies auch nicht nothwendig.

wegen $O' l' = \nu\, Ol$ ergibt sich:

$$W_i = \mathfrak{A}\, Ol\, [\nu\, p_m + (\zeta - \nu)\, p_u - p_v]$$

andererseits ist auch

$$W_i = \mathfrak{A}\, Ol\, p_i$$

wonach sich ergiebt

$$p_i = \nu\, p_m + (\zeta - \nu)\, p_u - p_v \quad . \quad . \; 63)$$

Hierin kann, da im Hochdruck-Cylinder p_u als Emissionsspannung (sonst p') zu nehmen und die Füllung $= \frac{l_1'}{l'}$ ist, gemäss den Beziehungen ad 59) und ad 60) gesetzt werden:

$$p_m = f_m\, p + 0{,}02\, p_u = p \left\{ \frac{l_1'}{l} + (1 - \vartheta) \left(\frac{l_1'}{l'} + m' \right) \text{logn.} \frac{0{,}96 + m'}{\frac{l_1'}{l'} + m'} + 0{,}02 \frac{l_1'}{l'} \right\}$$
$$+ 0{,}02\, p_u$$

und für den Niederdruckcylinder

$$p_v = 1{,}04\, p' + 0{,}001\, p_u$$

Wegen $\frac{l_1'}{l'} = \frac{1}{\nu} \frac{l_1}{l}$ hat man auch:

$$\left. \begin{array}{l} p_m = \frac{1}{\nu}\, p \left\{ \frac{l_1}{l} + (1 - \vartheta) \left(\frac{l_1}{l} + \nu\, m' \right) \text{logn.} \frac{\nu\,(0{,}96 + m')}{\frac{l_1}{l} + \nu\, m'} + 0{,}02 \frac{l_1}{l} \right\} \\ \qquad\qquad\qquad\qquad\qquad\qquad\qquad\qquad + 0{,}02\, p_u \\ p_v = 1{,}04\, p' + 0{,}01\, p_u \end{array} \right\} \quad . \quad . \; 64)$$

Behufs Ermittlung der Spannung p_u für 63) und 64) hat man zu beachten, dass sich die auf den Niederdruck-Kolben einer Zweicylinder-Maschine (einschliesslich des obgedachten 5% Verlustes) abgegebene Hinterdampfwirkung $\mathfrak{A}\, p_u\, Ol$ aus zwei Wirkungen zusammensetzt, nämlich aus der Vorderdampfwirkung $\mathfrak{A}\, p_u\, O' l'$ des Hochdruck-Cylinders und aus der Expansionswirkung W_ε des im Hochdruck-Cylinder wirksam gewesenen Dampfes von dem Volumen des Hochdruck-Cylinders auf das Volumen des Niederdruck-Cylinders (einschliesslich der beiderseitigen schädlichen Räume).

Man kann sich nämlich den Uebertritt des Dampfes aus dem Hochdruck- in den Niederdruck-Cylinder in zwei Perioden getheilt denken: in der ersten Periode mache der Hochdruckkolben bei constant gedachter Vorderdampfspannung p_u seinen vollen Hub, während der Niederdruckkolben dem constant gedachten Drucke weichend das gleiche Volumen $v = \nu\, V$ zurücklegt; in der zweiten Periode expandiert dieses Dampfvolumen $\nu\, V$ auf das ganze Cylindervolumen V des Niederdruck-Cylinders und der Expansionsgrad ist eben (von den schädlichen Räumen vorläufig abgesehen) $= \frac{1}{\nu} = \frac{V}{v}$.

Diesem gemäss hat man:

$$\mathfrak{A}\, p_u\, Ol = \mathfrak{A}\, p_u\, O' l' + W_\varepsilon = \mathfrak{A}\, p_u\, \nu\, Ol + W_\varepsilon$$

hieraus

$$p_u = \frac{W_\varepsilon}{\mathfrak{A}\, Ol\,(1 - \nu)} \quad . \quad . \; 65)$$

Behufs Bestimmung der Expansionswirkung W_ε nach 19) S. 40 mittelst

$$W_\varepsilon = P_1\, V_1\, \text{logn.} \frac{V_2}{V_1}$$

ist zunächst das zur Expansion gelangende Dampfvolumen (Anfangsvolumen) mit Berücksichtigung der schädlichen Räume:

$$V_1 = O'l' (1 + m') + Ol\, m = Ol\, [(1 + m')\, \nu + m]$$

und das expandierte (End-) Volumen:

$$V_2 = O'l'\, m' + Ol\, (1 + m) = Ol\, (m'\, \nu + 1 + m)$$

hiermit ist der wahre Expansionsgrad (anstatt des vorläufigen $\frac{1}{\nu}$):

$$\frac{V_2}{V_1} = \frac{m'\, \nu + 1 + m}{(1 + m')\, \nu + m}$$

Für das nach dem Mariotte'schen Gesetze constante Product $P_1\, V_1 = P_x\, V_x$ aus Spannung und Volumen des expandierenden Dampfes kennen wir die beiden Factoren P_x und V_x bei Beginn der Expansion im Hochdruck-Cylinder; es ist daselbst

$$P_x = \mathfrak{A}\, (1 - \vartheta)\, p$$

$$V_x = O'l'\, (\frac{l'_1}{l'} + m') = Ol\, (\frac{l_1}{l} + m'\, \nu)$$

somit kann man annehmen:

$$P_1\, V_1 = P_x\, V_x = \mathfrak{A}\, (1 - \vartheta)\, p\, Ol\, (\frac{l_1}{l} + m'\, \nu)\text{*)}$$

Hiernach ergiebt sich

$$W_\varepsilon = P_1\, V_1 \operatorname{logn.} \frac{V_2}{V_1} = \mathfrak{A}\, (1 - \vartheta)\, p\, Ol\, (\frac{l_1}{l} + m'\, \nu) \operatorname{logn.} \frac{m'\, \nu + 1 + m}{(1 + m')\, \nu + m}$$

Gemäss 65) ist nunmehr die fragliche Spannung

$$p_u = \frac{1 - \vartheta}{1 - \nu}\, p\, (\frac{l_1}{l} + m'\, \nu) \operatorname{logn.} \frac{m'\, \nu + 1 + m}{(1 + m')\, \nu + m} \quad . \; . \; . \; 66)$$

Dieser Werth von p_u zugleich mit den Werthen von p_m und p_v aus 64) in 63) eingesetzt, ergiebt für die indicierte Spannung p_i einer Zweicylinder-Maschine den Ausdruck:

$$p_i = \Bigg\{ \frac{l_1}{l} + (1 - \vartheta)\, (\frac{l_1}{l} + \nu\, m') \operatorname{logn.} \frac{\nu\, (0{,}96 + m')}{\frac{l_1}{l} + \nu\, m'} + 0{,}02\, \frac{l_1}{l}$$

$$+ \frac{1 - \vartheta}{1 - \nu}\, (\zeta - 0{,}98\, \nu - 0{,}001)\, (\frac{l_1}{l} + m'\, \nu) \operatorname{logn.} \frac{m'\, \nu + 1 + m}{(1 + m')\, \nu + m} \Bigg\}\, p - 1{,}04\, p'$$

das ist:

$$\left.\begin{aligned} & p_i = fp - f'p', \text{ wobei} \\ & f = 1{,}02\, \frac{l_1}{l} + (1 - \vartheta)\, (\frac{l_1}{l} + \nu\, m') \operatorname{logn.} \frac{\nu\, (0{,}96 + m')}{\frac{l_1}{l} + \nu\, m'} \\ & + \frac{1 - \vartheta}{1 - \nu}\, (\zeta - 0{,}98\, \nu - 0{,}001)\, (\frac{l_1}{l} + \nu\, m') \operatorname{logn.} \frac{m'\, \nu + 1 + m}{(1 + m')\, \nu + m} \\ & \text{und (ohne Compr.)} \qquad f' = 1{,}04. \end{aligned}\right\} \quad . \; . \; . \; 67)$$

*) Die Annahme $P_1\, V_1 = P_x\, V_x$ beruht auf der Voraussetzung, dass die in dem Hochdruck-Cylinder zur Expansion gelangende Dampfmenge fortan bis zum Beginn der Expansion aus dem Hochdruck- in den Niederdruck-Cylinder im gasförmigen Zustande verharre, welche Voraussetzung dadurch gerechtfertigt erscheint, dass wir ja in jedem Falle den Hochdruck-Cylinder und in der Regel auch den Niederdruck-Cylinder mit Dampf geheizt annehmen. Anders müsste eine Werth-Einbusse des Productes $P_1\, V_1$ (im Vergleiche mit $P_x\, V_x$) in Rechnung gebracht werden.

Die erste Zeile des Ausdruckes für f (und für p_i) entspricht im Wesentlichen der Volldruck- und Expansionswirkung im Hochdruck-Cylinder, die zweite Zeile der Expansionswirkung in dem Niederdruck-Cylinder.

Hierin kann man für mässige (oder lieber ganz mangelnde) Drosslung $1 - \vartheta = 0{,}95$ annehmen; ferner kann, wenn der Receiver geheizt ist, der obgedachte Spannungsverlust (in Verbindung mit der zugehörigen Condensation in dem schädlichen Raume des Niederdruck-Cylinders) auf nur etwa 2% der Uebertrittsspannung p_u angeschlagen, also der Coëfficient $\zeta = 0{,}98$ angenommen werden.

Setzt man ausserdem die procentuellen Beträge m und m' mit ihrer wirklichen Grösse ein, so erhält man die Werthe von f in Abhängigkeit von der reducierten Füllung $\frac{l_1}{l}$ und von dem Cylindervolumenverhältnisse $\nu = \frac{v}{V}$, und zwar diejenigen Werthe, welche in Voraussetzung der Heizung beider Cylinder und auch des Receivers mit Kesseldampf als giltig anzunehmen wären, wobei indess zu bemerken ist, dass bei exacten Maschinen mit durchgreifender Heizung die Expansions-Curve sogar über die Mariotte'sche Linie sich erheben kann, wodurch der obige Spannungsverlust mehr oder weniger paralysiert wird und somit der Coëfficient ζ möglicher Weise der Einheit ganz nahe zu bringen ist.

Bemerkung. In den betreffenden Ansätzen der Theor. Tab. G. S. 14 für Maschinen mit (geheiztem) Receiver wurden zunächst zwei äusserste Werthe $m = 0{,}03$ und $0{,}06$ des schädlichen Raumes des Expansions-Cylinders (um den Einfluss dieses Raumes ersichtlich zu machen) in Betracht gezogen und sodann (in dem Tabellchen „Zur Theor. Tab. G") die für mittelgrosse schädliche Räume (etwa 4% bei den beiden Cylindern) als giltig angenommenen Werthe von f angesetzt; in den untersten zwei Zeilen dieses Tabellchens sind diejenigen Admissions-Spannungen notiert, für welche (zu den betreffenden Volumenverhältnissen $\frac{v}{V}$ gehörig) späterhin (bei Ausmittelung der indicierten Spannungen und des Dampfverbrauches) die obenanstehenden Werthe von f in Anwendung gebracht wurden.

Die Voraussetzung des Dampfhemdes an jedem der beiden Cylinder entspricht der in dem Vorhergehenden angenommenen Giltigkeit des Mariotte'schen Gesetzes für die Expansion nicht bloss im Hochdruck-Cylinder, sondern auch für die Expansion aus diesem in den Niederdruck-Cylinder; die Voraussetzung einer ausgiebigen Heizung des Receivers entspricht aber dem Umstande, dass in dem obigen Ausdrucke für f einer Abkühlung des übertretenden Dampfes in dem Receiver selbst keine Rechnung getragen wurde.

Soll nun der Ausdruck für f einerseits für etwa mangelndes Dampfhemd am Niederdruck-Cylinder (am Hochdruck-Cylinder einer Zweicylinder-Maschine halten wir das Dampfhemd aus später noch zu betonendem Grunde für unerlässlich), andererseits für mangelnde Receiverheizung modificiert werden, so müsste erstlich in Anbetracht des mangelnden Dampfhemdes am Niederdruck-Cylinder für die Expansion des Dampfes in diesem Cylinder anstatt des Mariotte'schen Gesetzes vielmehr das Gesetz (S. 36)

$$\frac{P}{P_1} = \left(\frac{V_1}{V}\right)^k \text{ resp. } PV^k = \text{Const.}$$

mit $k > 1$ (etwa $k = 1{,}2$) in Anwendung kommen, d. h. es müsste in dem betreffenden (letzten) Gliede des Ausdruckes für f die Grösse

$$\frac{1}{k-1}\left\{\left(\frac{m'\nu + 1 + m}{(1 + m')\nu + m}\right)^{k-1} - 1\right\} \text{ anstatt logn.} \frac{m'\nu + 1 + m}{(1 + m')\nu + m}$$

gesetzt werden; aus der zweiten Rücksicht — die mangelnde Heizung des Receivers betreffend — muss aber der diesfalls unvermeidlichen Abkühlung des Dampfes in dem Receiver (Uebertrittsrohr) Rechnung getragen werden; dies wird naturgemäss durch die rechnungsmässige Annahme eines grösseren Spannungsverlustes bei dem Dampfübertritte, d. h. durch eine entsprechend kleinere Bewerthung des Coëfficienten ζ (als Spannungs-Verminderungsgrades) geschehen, indem man etwa $\zeta = 0{,}93$ (anstatt $\zeta = 0{,}98$ mit Heizung) nimmt, also jenen Spannungsverlust auf 7 % (anstatt nur 2 %) von p_u anschlägt*).

Um aber bei dem obigen Ausdrucke (67) für f auch bei mangelndem Dampfhemde des Niederdruck-Cylinders verbleiben und die eben angeführte Substitution (nach dem Gesetze PV^k = Const.) vermeiden zu dürfen, wird man sich dadurch behelfen können, dass man den schädlichen Raum des Niederdruck-Cylinders um so viel grösser (etwa doppelt so gross), als er wirklich ist, in Rechnung nimmt, dass die arbeitslose Expansion in diesen grösseren schädlichen Raum der Einbusse an Expansionswirkung in dem ungeheizten Niederdruck-Cylinder gegenüber jener in dem geheizten Cylinder beiläufig das Gleichgewicht hält.

In der Theor. Tab. G. S. **14** sind für mangelnde Heizung des Receivers die Werthe von f in einer ähnlichen Weise angesetzt, wie dies für „ausgiebig geheizten Receiver“ oben angegeben worden ist. Wie bereits früher und in der Tabelle selbst bemerkt ist, wurden für die spätere Anwendung (zur Ermittlung der indicierten Spannungen etc.) nur die Ansätze des unteren Tabellchens (für mittelgrosse schädliche Räume, etwa 4 %) in Betracht gezogen. Von diesen beiderlei Ansätzen (für ausgiebige und mangelnde Heizung des Receivers) werden sodann die Mittelwerthe für bloss äusserlich (dampfhemdartig) geheizten Receiver (im Gegensatze zu der ausgiebigen Heizung durch ein Röhrensystem) in Gebrauch genommen ohne Rücksicht darauf, ob ausser dem (jedenfalls zu heizenden) Hochdruck-Cylinder auch der Niederdruck-Cylinder ein Dampfhemd besitzt oder nicht.

Note. Es ist selbstverständlich, dass die Unterscheidungen der verschiedenen Modalitäten der Heizung bei der Berechnung mehr oder weniger nur akademischer Natur sind, und dass es für die Anwendung auch hingereicht hätte, von den Durchschnittswerthen von f (zwischen ausgiebiger und mangelnder Heizung) Gebrauch zu machen. Bei den weiter zu behandelnden Dreicylinder-Maschinen ist dies (wegen der daselbst möglichen gar zu zahlreichen Modalitäten) vorwiegend auch wirklich geschehen; bei den Zweicylinder-Maschinen wurde jedoch (schon in Folge der diesbezüglichen Einrichtung der ersten Auflage dieses Buches, und weil hier der Modalitäten doch nur weniger sind) die genannte Unterscheidung der drei Modalitäten (ausgiebige, bloss äusserliche und ganz mangelnde Heizung des Receivers) bis zur Bestimmung der indicierten Spannungen und des Dampfverbrauches durchgeführt. Dies kann beim Gebrauche des Buches zum Mindesten nicht schaden.

Das im Vorhergehenden über die Bestimmung der indicierten Spannung p_i für Zweicylinder-Maschinen Entwickelte gilt im Ganzen für Maschinen ohne (ansehnliche) Compression: für Maschinen mit (namhafter) Compression (welche in beiden Cylindern bis nahe zu der betreffenden Gegendampfspannung selbst bei Condensator-Maschinen hier verhältnissmässig leicht angeht und stets zur

*) Man beachte, dass bei der Berechnung der Dampfwirkung in der obigen Weise die Grösse des Receiverraumes ganz ausser Spiel ist, nur seine kühlende Wirkung (falls er nicht geheizt ist) wird hier in Betracht gezogen. Ist er aber geheizt, so reicht er den Dampf dem Niederdruck-Cylinder (mindestens) in demselben Wärme- und Spannungszustande in welchem er denselben von dem Hochdruck-Cylinder erhalten hat.

Anwendung kommen sollte) bleibt der jeweilige Werth des Coëfficienten f aufrecht, und ändert sich bloss (entsprechend höhere Werthe als 1,04 annehmend) der Coëfficient f' von p'.

Die betreffenden Angaben über Compression folgen bei der numerischen Bestimmung der indicierten Spannung.

Hier ist nur noch zu bemerken, dass namentlich in dem Hochdruck-Cylinder einer Zweicylinder-Maschine unter allen Umständen bis möglichst nahe zu der Admissions-Spannung comprimiert werden soll, was eben insofern stets leicht thunlich ist, indem der zu comprimierende Dampf eine ansehnliche und zwar nahezu diejenige Spannung besitzt, bis zu welcher der Admissionsdampf in diesem Cylinder expandiert hat: demgemäss erhält man die verwendete Compressionswirkung als Expansionswirkung immer wieder (nahe) ganz zurück.

§ 36.

Bedingungen für die Vermeidung des Spannungsabfalles bei den Zweicylinder-Maschinen.*)

Die Bedingung, dass bei einer Zweicylinder-Maschine der Spannungsabfall und hiermit ein Arbeitsverlust bei dem Dampfübertritte vermieden wird, ergiebt sich aus der folgenden allgemeinen Betrachtung, wobei bezeichnen soll:

$\nu = \frac{v}{V}$ das Cylinder-Volumenverhältniss ($\nu < 1$);

r das Verhältniss des Receivervolumens zu dem Volumen V des Niederdruck-Cylinders;

X den zurückgelegten Weg des Niederdruckkolbens und

x jenen des Hochdruckkolbens im Momente der Absperrung des Dampfes im Niederdruck-Cylinder, beide gemessen von denjenigen todten Lagen, von welchen die jeweilige Kolbenbewegung beginnt, so dass für den Hub $= 1$ die Grösse X die Füllung des Niederdruck-Cylinders bedeutet;

w den Kurbelverstellungs-Winkel.

Ferner sei

p_1 die Endspannung des im Hochdruck-Cylinder expandierten Dampfes;

p_2 die Spannung im Receiver und in den Cylinderräumen vor dem Hochdruck- und hinter dem Niederdruckkolben im Momente der Absperrung des Eintrittskanals des Niederdruck-Cylinders.

Wenn bei dem Uebertritte des Dampfes aus dem Hochdruck-Cylinder in den Receiver und aus diesem in den Niederdruck-Cylinder keine Spannungsverluste stattfinden, so gilt bei Vernachlässigung der schädlichen Räume allgemein die Beziehung

$$p_2 X = p_1 \nu \quad . \quad . \quad . \quad \text{I)}$$

*) Dieser und die folgenden §§ 37, 38 sind den nachbenannten drei Abhandlungen von Prof. A. Káš entnommen:

1. „Untersuchungen und Angaben über Zweicylinder-Maschinen" (Berg- und Hüttenmännisches Jahrbuch der k. k. Bergakademien, Bd. 28. 1880);
2. „Untersuchungen und Angaben über Compound-Maschinen mit hohem Dampfdruck." (Oesterr Zeitschrift für Berg- und Hüttenwesen. Jahrg. 36. 1888);
3. „Beziehungen zwischen der Kolbengeschwindigkeit und dem Volumenverhältnisse der Dampfcylinder bei Dampfmaschinen mit mehrmaliger Expansion." (Oesterr. Zeitschrift für Berg- und Hüttenwesen, Jahrg. 38. 1890).

Um hieraus X bestimmen zu können, muss p_2 durch p_1 ausgedrückt werden.

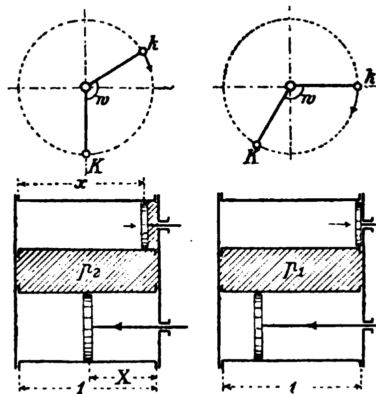
Soll die Füllung des Niederdruck-Cylinders vor dem Hubwechsel des Hochdruckkolbens beendet sein (d. h. Nachfüllung vermieden werden), so ist erforderlich, dass

$$\nu < {}^1/_2\ (1 \mp \cos w);$$

von dem Doppelzeichen gilt das obere, wenn die Kurbel des Niederdruck-Cylinders jener des Hochdruck-Cylinders um den Winkel w vorangeht, das untere hingegen, wenn das Umgekehrte der Fall ist. Diesfalls ergiebt sich p_2 aus der Continuitäts-Beziehung

$$p_2\,[r + (1 - x)\,\nu] = p_1\,r \quad . \quad . \quad . \quad \text{(ad Fig. 17)}$$

in welcher die in der Doppel-Figur 17 durch Schraffierung gekennzeichneten



Figur 17.

Volumen in Betracht kommen. Und zwar ist:

$$p_2 = \frac{p_1\,r}{r + (1 - x)\,\nu}.$$

Nach Einsetzung dieses Werthes in Gl. I erhält man:

$$X = \frac{\nu\,r + (1 - x)\,\nu^2}{r} \quad . \quad . \quad . \quad \text{II)}$$

Wenn hingegen bei der obigen Deutung des Doppelzeichens $\mp$

$$\nu > {}^1/_2\ (1 \mp \cos w)$$

so wird die Füllung des Niederdruck-Cylinders erst nach dem Hubwechsel des Hochdruckkolbens beendet (der Niederdruck-Cylinder wird während des Rückganges des Hochdruckkolbens nachgefüllt) und es lautet dann in Anbetracht der Doppelfigur 18 die betreffende Continuitäts-Beziehung:

$$p_2\,[X + r + (1 - x)\,\nu] = p_1\,[{}^1/_2\,(1 \mp \cos w) + r + \nu] \quad . \quad . \quad . \quad \text{(ad Fig. 18)};$$

hiermit ergibt sich aus Gl. I

$$X = \frac{\nu\,r + (1 - x)\,\nu^2}{{}^1/_2\,(1 \mp \cos w) + r} \quad . \quad . \quad . \quad \text{III)}$$

Da die Füllung X des Niederdruck-Cylinders nach Obigem nur von den räumlichen Verhältnissen und von dem Kurbelverstellungswinkel, keineswegs aber von den Dampfspannungen abhängt, so gelten die Ausdrücke II) und III) in gleicher Weise bei Auspuff- und bei Condensator-Maschinen.

Für

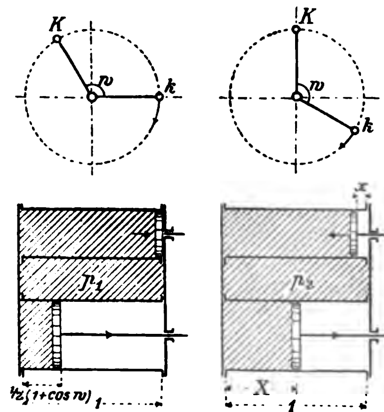
$$r = \infty$$

wobei die Spannung innerhalb des Receivers fortwährend constant und der Spannung p_1 gleich bleibt, liefert sowohl II, als auch III den Werth

$$X = \nu$$

d. h. bei einem sehr grossen Receiverraume (theoretisch: bei unendlich grossem Receiver) ist für die Vermeidung des Spannungsabfalles die Füllung des Niederdruck-Cylinders, mag der Kurbelverstellungswinkel welcher immer sein, gleich dem Volumen-Verhältniss der beiden Cylinder.

Denselben Werth wird die Füllung des Niederdruck-Cylinders auch bei einem jeden, wie immer räumlich beschränkten Receiver erhalten, wenn der



Figur 18.

Kurbelverstellungswinkel w dem jeweiligen Cylindervolumen-Verhältnisse so angepasst wird, dass

$$p_2 = p_1$$

Das wird dann eintreffen, wenn gemäss Gl. ad Figur 17

$$x = 1$$

oder wenn gemäss Gl. ad Figur 18

$$x = 0$$

Es muss daher die Absperrung des Niederdruck-Cylinders in dem Momente stattfinden, in welchem der Hochdruckkolben in seiner äussersten Lage sich befindet, welche Bedingung fordert, dass

$$X = {}^1/_2\ (1 \mp \cos w)$$

Sowohl Gl. II, als auch Gl. III liefert dann mit dem bezüglichen Werthe von x die Füllung des Niederdruck-Cylinders

$$X = \nu$$

Durch diese Betrachtung wird man auf eine besondere Gruppe von Zweicylinder-Maschinen geführt, welche (vermöge der Bedingung $p_2 = p_1$) durch die Doppelgleichung

$$X = \nu = {}^1/_2\ (1 \mp \cos w)$$

charakterisiert sind, bei welchen also der Kurbelverstellungswinkel durch das Volumenverhältniss der beiden Cylinder bedingt ist. Von dem Doppelzeichen $\mp$ gilt das obere, wenn die Kurbel des Expansions-Cylinders jener des Hochdruck-Cylinders um den Winkel w vorgeht, das untere hingegen, wenn das Umgekehrte der Fall ist; andererseits gilt das obere Zeichen für den Vorwärtsgang der Maschine, wenn das untere für den Rückwärtsgang als giltig angenommen wird. Die Grösse des Receivervolumens (r) fällt hier aus der Rechnung.

Hiermit ergiebt sich folgende Zusammenstellung für Compound-Maschinen im weiteren resp. im theoretischen Sinne:

Wenn angenommen wird:	so ist bei voreilender Kurbel	
	des Expansions-Cylinders, resp. für Vorwärtsgang $\cos w = 1 - 2X$ und	des Hochdruck-Cylinders, resp. für Rückwärtsgang $\cos w = 2X - 1$ und
$X = \frac{v}{V} = 0{,}75$	$w = 120^\circ$	$w = 60^\circ$
$= 0{,}70$	$= 113^\circ 35'$	$= 66^\circ 25'$
$= 0{,}60$	$= 101^\circ 32'$	$= 78^\circ 28'$
$= 0{,}50$	**$= 90^\circ$**	**$= 90^\circ$**
$= 0{,}40$	$= 78^\circ 28'$	$= 101^\circ 32'$
$= 0{,}30$	$= 66^\circ 25'$	$= 113^\circ 35'$
$= 0{,}25$	$= 60^\circ$	$= 120^\circ$

Hiernach ist bei den Zweicylinder-Maschinen dieser Gruppe durch das Cylinder-Volumen-Verhältniss $\frac{v}{V}$ einerseits die Füllung X des Expansions-Cylinders, andererseits aber auch gleichzeitig der Kurbelverstellungswinkel bedungen, weshalb die Compound-Maschine im weiteren Sinne auch als „Zweicylinder-Maschine mit bedungenem Kurbelverstellungswinkel" gekennzeichnet ist.

Hierunter erscheint (in Fettdruck) auch die übliche Compound-Maschine mit Kurbeln unter 90°, jedoch an ein bestimmtes Volumen-Verhältniss $\frac{v}{V} = 0{,}5$ gebunden, welchem eine Füllung des Expansions-Cylinders von gleicher Grösse ($X = 0{,}5$) entspricht; es ist die Compound-Maschine par excellence, welche ohne Weiteres auch zum Reversieren geeignet ist.

In der Anwendung wird der Kurbelverstellungswinkel $w = 90^\circ$ jedem anderen vorgezogen und bei beliebiger Grösse des Cylinder-Volumen-Verhältnisses zur Ausführung gebracht.

Hierdurch ergibt sich (mindestens theoretisch) eine weitere Gruppe der Zweicylinder-Maschinen, welche die „Compound-Maschinen der Anwendung" in sich begreift; diese Gruppe ist theoretisch neben der obigen Hauptbedingung:

$$X = \frac{\nu r + (1 - x)\nu^2}{r}$$

durch die specielle (leicht deducierbare) Beziehung

$$x = 0{,}5 + \sqrt{X(1 - X)} \quad \text{IV)}$$

charakterisiert, wobei vorausgesetzt wird, dass das Volumenverhältniss $\nu < 0{,}5$ (der wirklichen Anwendung entsprechend) sich gestaltet.

Von der vorherigen Gruppe (Maschinen mit bedungenem Kurbelverstellungswinkel) ist die gegenwärtige (mit Kurbeln unter 90°) in Betreff ihrer Einrichtung namentlich dadurch verschieden, dass für die Füllung X des Expansions-Cylinders nunmehr auch die Grösse des Receiver-Volumens (r) massgebend ist. Inwieweit sich dieser Einfluss äussert, ersieht man am besten, wenn man die obigen charakterisierenden Beziehungen für zwei Werthe von r specialisiert, zwischen welchen man sich in der Anwendung meist bewegt.

Wir nehmen einmal:

$r = \nu = \frac{v}{V}$; d. h. das Receiver-Volumen gleich dem Volumen des Hochdruckcylinders; das andere Mal nehmen wir:

$r = 1$; d. h. das Receiver-Volumen gleich dem Volumen des Expansionscylinders.

Hierdurch ergibt sich gemäss den Beziehungen IV numerisch:

	für $\nu = \frac{v}{V} = 0{,}5$	0,4	0,333	0,3	0,25
wenn $r = \nu$;	$X = 0{,}5$	0,404	0,342	0,311	0,265
wenn $r = 1$;	$X = 0{,}5$	0,402	0,336	0,304	0,254

Wenn man bedenkt, dass bei den Zweicylinder-Compound-Maschinen die beiden letzten Werthe (0,3 und 0,25) des Volumenverhältnisses meistens schon unstatthaft sind (wovon später) und dass andererseits bei diesen Maschinen auch aus anderweitigen Rücksichten das Receivervolumen in der Regel nicht bedeutend kleiner als das Volumen des Expansions-Cylinders gemacht wird, so ersieht man bei dem Vergleiche der dritten mit der ersten Zeile dieser Zusammenstellung, dass das Gesetz: $X = \frac{v}{V}$, d. h. „Füllung des Expansionscylinders gleich dem Cylinder-Volumen-Verhältnisse" mit vollkommen hinreichender Annäherung auch bei den „Compound-Maschinen der Anwendung" (mit Kurbeln unter 90° bei beliebigem Volumenverhältnisse) Geltung habe*) und dies um so mehr, da die Füllung X schliesslich an der in Gang gesetzten Maschine nach Massgabe der abgenommenen Indicator-Diagramme definitiv zu adjustieren, d. h. zu corrigieren ist.

Es erübrigt für die Specialisierung der Bedingungs-Gleichung ($X = \nu + \frac{(1-x)\nu^2}{r}$) nur noch diejenige Gruppe der Zweicylinder-Maschinen, bei welchen der Kurbelverstellungswinkel $w = 0$ oder 180°, also — da hier lediglich Maschinen ohne (namhaften) Spannungsabfall in Betracht kommen — die Gruppe der Woolf'schen Maschinen mit Doppelsteuerung (Corrigierte Woolf-Maschinen) nebst den Receiver-Woolf-Maschinen. Ihre Charakteristik ist

$$x = X$$

wodurch obige Hauptbedingung in die folgende übergeht:

$$X = \frac{\nu(\nu + r)}{\nu^2 + r} \quad . \quad . \quad . \text{ V)}$$

*) Ich finde mich veranlasst, hier zu constatieren, dass ich diesen Grundsatz bereits vor dem Jahre 1877 kannte und denselben in meinem Buche „Die Dampfmaschinenberechnung", 3. Auflage (Prag bei H. Mercy Anfangs 1877 erschienen, 1876 gedruckt) S. 80 ausgesprochen habe, weshalb ich die Priorität hierfür gegenüber Denjenigen für mich in Anspruch nehme, welche in Fachkreisen die Zumuthung aussprachen, als hätte ich diesen Grundsatz aus einer Schrift entlehnt, welche um mehrere Jahre später erschien, als die genannte 3. Auflage meiner Dampfmaschinenberechnung. Auch Prof. A. Káš hat diesen Grundsatz selbstständig entwickelt.

Hrabák.

Die Füllung X des Expansions-Cylinders erscheint hier sowohl von dem Volumen-Verhältnisse $\nu = \frac{v}{V}$ als auch von dem relativen (auf das Volumen des Expansions-Cylinders bezogenen) Receiver-Volumen r abhängig, und zwar mit diesen beiden Grössen stark veränderlich, wie die folgende Zusammenstellung der Werthe von X beweiset.

Vorläufige Werthe der Füllung X des Expansions-Cylinders bei den Zweicylinder-Maschinen mit Kurbeln unter 0° oder 180°.

(Ohne Rücksicht auf die schädlichen Räume.)

Relatives Receiv.-Vol. $r =$	0,06	0,1	0,15	0,2	0,3	0,4	0,6	0,8	1
$\nu = \frac{v}{V} = 0{,}5$; $X =$	0,90	0,86	0,81	0,78	0,73	0,69	0,65	0,62	0,60
0,4	0,84	0,77	0,71	0,67	0,61	0,57	0,53	0,50	0,48
0,333	0,77	0,68	0,62	0,57	0,51	0,48	0,44	0,41	0,40
0,3	0,72	0,63	0,56	0,52	0,46	0,43	0,39	0,37	0,36
0,25	0,64	0,54	0,47	0,43	0,38	0,35	0,32	0,30	0,29

Bei den vorangehenden Betrachtungen wurden, um deren Allgemeinheit zu ermöglichen, die schädlichen Räume der beiden Cylinder nicht berücksichtigt. Nachfolgends soll der Einfluss dieser schädlichen Räume auf die Füllung X des Expansions-Cylinders behufs Vermeidung des Spannungsabfalles klargestellt werden, wobei jedoch lediglich die Resultate der betreffenden Káš'schen Betrachtung angeführt werden.

Es bezeichne m die relative (auf das Cylindervolumen bezogene) Grösse des schädlichen Raumes des Expansions-Cylinders und m' ebenso die relative Grösse des schädlichen Raumes des Hochdruck-Cylinders.

Für die **erste** Gruppe der Zweicylinder-Maschinen nach der vorangehenden Classification, nämlich für die Compound-Maschinen im weiteren resp. theoretischen Sinne (mit bedungenem Kurbelverstellungswinkel) resultiert mit einer ganz unbedeutenden Vernachlässigung der Ausdruck

$$X = \frac{v}{V}\,(1 + m') - m$$

(anstatt des einfachen Ausdruckes $X = \frac{v}{V}$ bei Nichtbeachtung der schädlichen Räume).

Dies giebt für		$\frac{v}{V} = 0{,}5$	0,4	0,333	0,3
1) wenn	$m = m' = 0{,}03$;	$X = 0{,}485$	0,382	0,313	0,279
2) „	$m = m' = 0{,}06$;	$X = 0{,}47$	0,36	0,29	0,26

Bei der **zweiten** Gruppe der Zweicylinder-Maschinen, nämlich bei den Compound-Maschinen der Anwendung (mit Kurbeln unter 90°) erfährt nach dem Vorangehenden der Werth von X im Vergleiche mit $\frac{v}{V}$ eine kleine Erhöhung, mit Berücksichtigung der schädlichen Räume aber (analog der ersten

Gruppe) eine kleine Verminderung; man kann demnach, ohne eine weitere numerische Untersuchung, die Regel: X nahe $= \frac{v}{V}$ um so mehr aufrecht erhalten, da die Füllung X ohnehin erst an der in Gang gesetzten Maschine definitiv zu adjustieren ist.

Für die dritte Gruppe der Zweicylinder-Maschinen, nämlich für jene mit gleichsinniger oder aber entgegengesetzter Kolbenbewegung (Corrigierte Woolf'sche, dann Receiver-Woolf-Maschinen) gelangt Káš unter der vereinfachenden Annahme $m' = m$ zu der Formel:

$$X = \frac{(1+m)\nu^2 + \nu r - m(r + \nu m) + \left\{(1+m)\nu + r\right\} m \frac{p'}{p_r}}{\nu^2 + r + \nu m \left(1 + \frac{p'}{p_r}\right)}$$

worin p' die Emissionsspannung, p_r die anfängliche Spannung, mit welcher der Dampf (aus dem Receiver) in den Expansions-Cylinder eintritt, bezeichnet.

Mit den speciellen Werthen:

$$\frac{p'}{p_r} = 0{,}12 \text{ und } m = m' = 0{,}03$$

folgt einfacher:

$$X = \frac{1{,}03\,\nu^2 + \nu r - 0{,}0264\,r + 0{,}0028\,\nu}{\nu^2 + r + 0{,}0336\,\nu}$$

Hiernach ergiebt sich folgende Zusammenstellung der

Werthe von X für Maschinen mit Kurbeln unter 0° oder 180°
(mit Berücksichtigung der schädlichen Räume von 3%).

Relatives Receiv.-Vol. $r =$	0,06	0,1	0,15	0,2	0,3	0,4	0,6	0,8	0
$\nu = \frac{v}{V} = 0{,}5$; $X =$	0,88	0,84	0,79	0,76	0,71	0,67	0,63	0,60	0,58
$= 0{,}4$; $X =$	0,81	0,74	0,69	0,65	0,59	0,55	0,50	0,48	0,46
$= 0{,}333$; $X =$	0,73	0,66	0,59	0,55	0,49	0,46	0,42	0,39	0,38
$= 0{,}3$; $X =$	0,69	0,60	0,54	0,49	0,44	0,41	0,37	0,35	0,33
$= 0{,}25$; $X =$	0,60	0,51	0,45	0,41	0,36	0,33	0,30	0,28	0,27

Vergleicht man diese Werthe von X mit der vorhin S. 102 angesetzten analogen Zusammenstellung der vorläufigen Werthe von X (ohne Rücksicht auf die schädlichen Räume), so bemerkt man keine sehr erhebliche Differenz. Indessen haben auch noch anderweitige Elemente (die Art der Dampfvertheilung mit Rücksicht auf den Compressionsgrad, die endliche Länge der Schubstange, der Umstand, ob der Receiverraum geheizt ist oder nicht, hauptsächlich aber die Abweichung des wirklichen Expansions- und Compressionsgesetzes von dem hier als giltig angenommenen Mariotte'schen Gesetze), welche hier unmöglich Berücksichtigung finden konnten, einen Einfluss auf die Grösse X. Darum eben können diese und welche immer sonstige Angaben über diese Grösse von vorneher nur als provisorisch und annähernd angesehen werden, weshalb denn die definitive Feststellung von X immer erst an der in Gang gesetzten Maschine mit Hilfe des Indicators geschehen kann. Als vorläufige Anhaltspunkte werden aber die obigen Angaben jedenfalls genügen.

1. Note. Bei namhafter Compression des Vorderdampfes im Hochdruck-Cylinder resultieren für die Füllung des Niederdruck-Cylinders um etwas kleinere Werthe, als

sie in dem Vorangehenden bei Ausserachtlassung der schädlichen Räume angegeben sind, weil das zur Compression in dem Hochdruck-Cylinder gelangende Dampfvolumen in den Niederdruck-Cylinder nicht eintritt. Man erhält z. B. für Receiver-Woolf-Maschinen, wenn in den beiden Cylindern der Vorderdampf bis auf die Anfangsspannung comprimiert wird, die entsprechende Füllung des Niederdruck-Cylinders

$$X = \frac{A\,\nu\,(1-\mathfrak{x})}{\nu\,A + (1-\nu)\,[\nu\,(\mathfrak{x}+m') + r]}$$

wobei

$$A = r + \nu\,(1 + m') + m$$

$$\text{und } \mathfrak{x} = 1 - \frac{l'_2}{l'} = m'\left(\frac{p}{p_1} - 1\right)$$

Für $m = o$ und $m' = o$ geht dieser Ausdruck von X naturgemäss in den Ausdruck V, S. 101 über.

2. Note. Bei Nichtberücksichtigung der schädlichen Räume ist die Füllung X des Niederdruck-Cylinders nur von der verhältnissmässigen Grösse des Hochdruck-Cylinders und des Receivers abhängig, so dass die in dem Vorhergehenden angeführten Angaben über X sowohl für die Zweicylinder-Condensator-Maschinen, als auch für die Zweicylinder-Auspuff-Maschinen als Anhaltspunkte benützt werden können.

§ 37.

Ueber das Verhältniss der Cylinder-Volumina bei den Zweicylinder-Maschinen.

Bei Feststellung des Volumenverhältnisses der beiden Cylinder einer herzustellenden Zweicylinder-Maschine beliebiger Kategorie kann zunächst die Vertheilung der ganzen Maschinenleistung auf die beiden Cylinder zu nahe gleichen Theilen bei einer gewissen Füllung, in der Regel bei der normalen Beanspruchung, d. h. bei der in Aussicht genommenen „normalen Füllung“ angestrebt werden.

Um die dieser Anforderung entsprechenden Volumenverhältnisse im Allgemeinen*) annähernd festzusetzen, muss man gewisse Annahmen machen, welche in der Anwendung beiläufig eintreffen. Zu den anzunehmenden Grössen gehört vornehmlich die Emissionsspannung p' und Expansions-Endspannung p_e, beide Spannungen den Expansions-Cylinder betreffend. Die erstere Spannung (p') kann für Zweicylinder-Maschinen mit Condensation ohne Weiteres $= 0{,}2$ Atm. und bei den Zweicylinder-Auspuffmaschinen $= 1{,}15$ Atm. angenommen werden; die der Totalexpansion entsprechende Endspannung (p_e) bewegt sich in der Anwendung bei der normalen Beanspruchung der Condensator-Maschinen gewöhnlich zwischen den Werthen $p_e = 0{,}8$ Atm. (wenn man nur mässig expandiert), und $p_e = 0{,}4$ Atm. (wenn man ziemlich stark expandiert); bei den Zweicylinder-Auspuffmaschinen können die Werthe $p_e = 1{,}8$ Atm. (für mässige Expansion) und $p_e = 1{,}2$ Atm. (für hohe Expansionsgrade) als üblich angenommen werden. Diese beiderlei Werthe werden in den nachfolgenden Zusammenstellungen in Betracht gezogen und es gelten sonach die dortigen Angaben der Volumen-

*) In den einzelnen Fällen der Anwendung wird man auch in dieser Beziehung nicht ermangeln, durch Verzeichnen von (theoretischen) Indicator- und Kurbeldruck-Diagrammen unter Berücksichtigung aller massgebenden, speciellen Verhältnisse einen klaren Einblick in die Wirkungsweise der Maschine von Fall zu Fall sich zu erwerben und hiermit die hier zu gebenden allgemeinen Anhaltspunkte zu controlieren; es wäre ebenso überflüssig als unzukömmlich, bei Feststellung dieser Anhaltspunkte alle möglichen Falle bezuglich der Grösse der schädlichen Räume, der Schubstangenlänge, des Receivervolumens etc. berücksichtigen zu wollen. Fur praktische Zwecke werden die folgenden Angaben auch ohne dies genugen.

Verhältnisse für die daselbst angegebenen Füllungen bei den nebenangesetzten Admissionsspannungen.

Die in der zunächstfolgenden Tabelle der Volumenverhältnisse der Zweicylinder-Condens.-Maschinen enthaltenen Angaben erstrecken sich

erstlich auf die Compound-Maschinen im weiteren, resp. theoretischen Sinne (mit bedungenem Kurbel-Verstellungswinkel $w \gtreqless 90^\circ$), von welchen die Compound-Maschinen der Anwendung (mit $w = 90^\circ$) auch in Betreff des hier Behandelten nicht erheblich abweichen;

zweitens auf die Receiver-Woolf-Maschinen (mit $w = 0^\circ$ oder 180°).

Beiderseits wurde das Receivervolumen einmal dem Volumen des Hochdruck-Cylinders ($r = \frac{v}{V}$), das andere Mal jenem des Expansions-Cylinders ($r = 1$) gleich angenommen.

Zwischen diese beiden Maschinenkategorien schalten sich naturgemäss die (idealen) Zweicylinder-Maschinen mit unendlichem Receivervolumen ($r = \infty$) ein, bei welchen die Receiverspannungscurve zur Geraden wird, und die Grenzscheide zwischen der concaven Curve der ersteren Maschinenkategorie und der convexen Curve der zweiten Maschinenkategorie bildet.*) An diese letzteren (Receiver-Woolf-Maschinen) reihen sich aber ebenso naturgemäss die — ebenfalls idealen — Woolf-Maschinen (mit ganzer Füllung des Expansions-Cylinders), ideal insofern, als hierbei das Volumen der Verbindungskanäle $= 0$ (d. i. $r = 0$) angenommen wurde.

---

*) Für diese idealen Zweicylinder-Maschinen mit unendlichem Receiver bestimmt sich das fragliche Volumenverhältniss durch Rechnung wie folgt.

Es sei:

p_e (wie vorher) die Expans.-Endspannung im Niederdruck-Cylinder;

p_i' die indicierte Spannung des Hochdruck-Cylinders;

p_i'' die indicierte Spannung des Niederdruck-Cylinders;

$p_i = \nu p_i' + p_i''$ die auf den Niederdruckkolben bezogene indicierte Totalspannung; für die obige Anforderung der gleichen Arbeit ist zu setzen:

$$\nu p_i' = p_i'' = {}^1/_2 p_i$$

Da bei $r = \infty$ die Receiverspannung constant und der Expansions-Endspannung im Hochdruck-Cylinder (p_1) gleich ist, so hat man:

$$\nu p_i' = \nu \left\{ p \frac{l_1'}{l'} \left(1 + \text{logn.} \frac{1}{\frac{l_1'}{l'}}\right) - p_1 \right\}$$

ferner ist

$$ {}^1/_2 p_i = {}^1/_2 \left\{ p \frac{l_1}{l} \left(1 + \text{logn.} \frac{1}{\frac{l_1}{l}}\right) - p' \right\}$$

Wegen

$$p \frac{l_1}{l} = p_1 \nu = p_e \text{ und } \nu \frac{l_1'}{l'} = \frac{l_1}{l}$$

kann einfacher geschrieben werden

$$\nu p_i' = p_e \,\text{logn.} \frac{\nu}{\frac{l_1}{l}}$$

und

$$ {}^1/_2 p_i = {}^1/_2 \left\{ p_e \left(1 + \text{logn.} \frac{1}{\frac{l_1}{l}}\right) - p' \right\}$$

Durch Gleichsetzung beider Ausdrücke wird erhalten

$$\text{logn.}\ \nu = {}^1/_2 \left(1 + \text{logn.} \frac{l_1}{l} - \frac{p'}{p_e}\right)$$

sonach ist, wenn (wie üblich) e die Basis der natürl. Logar. bezeichnet,

$$\nu = e^{{}^1/_2 \left(1 + \text{logn.} \frac{l_1}{l} - \frac{p'}{p_e}\right)}$$

Die Ableitung des Werthes des Volumenverhältnisses $\nu = \frac{v}{V}$ für endliche Grössen des Receivers (insbesondere für $r = \nu$ und $r = 1$) gestaltet sich entsprechend umständlicher, und wird in dieser Beziehung auf die genannten bezüglichen Abhandlungen von Prof. A. Káš verwiesen.

Volumen-Verhältnisse $\nu = \frac{v}{V}$ der Zweicylinder-Condens.-Maschinen ohne Spannungsabfall für nahe gleiche Arbeitsvertheilung auf beide Cylinder.

Charakteristik bezüglich des Expansionsgrades.	Absolute Admiss.-Spannung p	Reducierte Füllung (normal) $\frac{l_1}{l}$	Receiver-Maschinen, Kurbelverstellungs-Winkel (w): $w \gtrless 90°$ (Compound) $r = \frac{v}{V}$	$w \gtrless 90°$ (Compound) $r = 1$	beliebig $r = \infty$	$w = 0$ oder $180°$ (Receiver-Woolf) $r = 1$	$w = 0$ oder $180°$ (Receiver-Woolf) $r = \frac{v}{V}$	Woolf-Maschinen (ideal) $r = 0$
Expansions-End-spannung 0,6 Atm. (mässige Expansion)	4	**0,15**	0,67	0,64	0,54	0,50	0,47	0,35
	5	**0,12**	0,62	0,57	0,48	0,44	0,41	0,30
	6	**0,10**	0,56	0,52	0,44	0,40	0,37	0,26
	7	**0,086**	0,53	0,48	0,41	0,37	0,34	0,23
	8	**0,075**	0,50	0,44	0,38	0,35	0,32	0,21
	9	**0,067**	0,47	0,41	0,36	0,33	0,30	0,20
	10	**0,06**	0,45	0,39	0,34	0,31	0,28	0,18
Expansions-End-spannung 0,4 Atm. (starke Expansion)	4	**0,10**	0,50	0,48	0,41	0,37	0,35	0,25
	5	**0,08**	0,46	0,43	0,36	0,33	0,31	0,20
	6	**0,067**	0,42	0,39	0,33	0,30	0,28	0,18
	7	**0,057**	0,40	0,36	0,31	0,28	0,26	0,16
	8	**0,05**	0,37	0,33	0,29	0,26	0,24	0,15
	9	**0,044**	0,35	0,31	0,27	0,25	0,22	0,14
	10	**0,04**	0,34	0,29	0,26	0,23	0,21	0,13

Die in der nunmehr folgenden Tabelle der Volumenverhältnisse $\nu = \frac{v}{V}$ der Zweicylinder-Auspuff-Maschinen enthaltenen Angaben betreffen ausser den idealen Maschinen mit $r = \infty$ (bei beliebigem w) bloss die eigentlichen Compound-Maschinen ($w = 90°$) mit $r = \frac{v}{V}$ und die Receiver-Woolf-Maschinen mit $r = \frac{v}{V}$ nebst $r = 0{,}25\ \frac{v}{V}$ (letzteres etwa einer correcten Woolf-Maschine entsprechend).

Aus den Angaben der beiden vorgenannten tabellarischen Zusammenstellungen, deren Gesetzmässigkeit im Allgemeinen evident ist, ersieht man insbesondere, dass die Compound-Maschinen für nahe gleiche Arbeitsvertheilung auf beide Cylinder unter sonst gleichen Umständen bedeutend grössere Werthe der Volumenverhältnisse $\frac{v}{V}$, als die sämmtlichen übrigen Maschinenkategorien erfordern; jede einzelne Maschinenkategorie beansprucht aber ein desto grösseres Volumenverhältniss, d. h. ein im Verhältnisse zu dem Expansions-Cylinder desto grösseres Volumen des Hochdruck-Cylinders, je grösser (bei gewisser Spannung) diejenige (reducierte) Füllung ist, bei welcher eben die gleiche Arbeitsvertheilung angestrebt wird, also je weniger im Allgemeinen expandiert wird. Da sonach umgekehrt mit abnehmender „Füllung der gleichen Arbeitsvertheilung“ der Hochdruck-Cylinder im Verhältnisse zum Expansions-Cylinder kleiner wird, so gestaltet sich die aus der Anwendung höherer Expansionsgrade erwachsende Maschinenvertheuerung bei den Zweicylinder-Maschinen verhältnissmässig geringer, als bei den Eincylinder-Maschinen, das

Volumen-Verhältnisse $\nu = \frac{v}{V}$ der Zweicylinder-Auspuff-Maschinen ohne Spannungsabfall für gleiche Arbeitsvertheilung auf beide Cylinder.

Charakteristik bezüglich des Expansionsgrades.	Absolute Admiss.-Spannung p	Reducierte Füllung (normal) $\frac{1}{l}$	Kurbelverstellungswinkel w: $w = 90°$ (Compound-Maschine) $r = \frac{v}{V}$	w beliebig $r = \infty$	$w = 0$ oder $180°$ (Receiver Woolf) $r = \frac{v}{V}$	$r = 0{,}25 \frac{v}{V}$
Expansions-Endspannung 1,8 Atm. (schwache Expansion)	8	0,225	0,65	0,57	0,49	0,44
	9	0,200	0,62	0,54	0,46	0,40
	10	0,180	0,60	0,51	0,43	0,375
	11	0,164	0,58	0,49	0,41	0,35
	12	0,150	0,56	0,46	0,39	0,33
	13	0,139	0,55	0,44	0,375	0,31
	14	0,129	0,54	0,43	0,36	0,30
Expansions-Endspannung 1,2 Atm. (starke Expansion)	8	0,150	0,51	0,40	0,33	0,27
	9	0,133	0,48	0,375	0,305	0,25
	10	0,120	0,46	0,35	0,29	0,24
	11	0,109	0,43	0,34	0,27	0,225
	12	0,100	0,41	0,32	0,26	0,21
	13	0,092	0,39	0,31	0,25	0,20
	14	0,086	0,37	0,30	0,24	0,19

heisst, es empfiehlt sich bei den Zweicylinder-Maschinen im Allgemeinen die Anwendung hoher Expansionsgrade auch von diesem Gesichtspunkte.

Bemerkung. Für die Compound-Maschinen lässt sich in Betreff des Cylinder-Volumenverhältnisses noch eine andere Rücksicht (als jene der gleichen Arbeitsvertheilung auf beide Cylinder) geltend machen, welche auf bedeutend kleinere Werthe jenes Verhältnisses führt, wovon demnächst das Nähere folgt.

Bezüglich der „corrigierten" Woolf'schen Maschinen (ohne eigentlichen geheizten Receiver, jedoch mit Doppelsteuerung) ist zu bemerken, dass dieselben in Betreff des Volumenverhältnisses $\frac{v}{V}$ als Condens.-Maschinen zwischen die vorletzte und letzte Spalte der obigen tabellarischen Zusammenstellung, jedoch näher an die vorletzte Spalte zu liegen kommen, als Auspuff-Maschinen aber, wie bereits erwähnt, der letzten Spalte der bezüglichen Tabelle beiläufig angehören.

Zur Beurtheilung der Arbeitsvertheilung auf die beiden Cylinder einer mit einem gewissen Volumenverhältnisse $\frac{v}{V}$ ausgeführt gedachten Zweicylinder-Condens.-Maschine bei verschiedenen Füllungen dienen die folgenden Angaben, welche sich, da das betreffende Gesetz bei allen Maschinenkategorien gleichartig ist, bloss auf Maschinen mit unendlichem Receiver (mitten zwischen den Compound-Maschinen und den Receiver-Woolf-Maschinen) beziehen. Es ist hierbei eine abs. Admiss.-Spannung $p = 6$ Atm. in Betracht gezogen und das Volumenverhältniss $\frac{v}{V}$ einmal (für beabsichtigte geringe

Expansion $\frac{l_1}{l} = 0{,}125$) mit $0{,}5$, das andere Mal (für beabsichtigte sehr hohe Expansion $\frac{l_1}{l} = 0{,}05$) mit $0{,}25$ angenommen. Die indicierte Leistung N_i' des Hochdruck-Cylinders gestaltet sich im Verhältnisse zu der summarischen indicierten Leistung N_i beider Cylinder, bei verschiedenen reducierten Füllungen $\frac{l_1}{l}$ und zugehörigen Füllungen $\frac{l'_1}{l'}$ des Hochdruck-Cylinders, wenn der Spannungsabfall bei dem Dampfübertritte vermieden wird, wie folgt:

$p = 6$ Atm.

reducierte Füllung	$\frac{l_1}{l} =$	0,25	0,20	0,15	**0,125**	0,10	0,08	0,07	0,06	0,05
wenn $\frac{v}{V} = 0{,}5$;	$\frac{l_1'}{l'} =$	0,50	0,40	0,30	0,25	0,20	0,16	0,14	0,12	—
	$\frac{N_i'}{N_i} =$	0,31	0,38	0,45	**0,50**	0,55	0,60	0,63	0,67	—
wenn $\frac{v}{V} = 0{,}25$;	$\frac{l_1'}{l'} =$	1,00	0,80	0,60	0,50	0,40	0,32	0,28	0,24	0,20
	$\frac{N_i'}{N_i} =$	0	0,09	0,19	0,25	0,31	0.37	0,41	0,45	**0,50**

Man sieht, dass bei einer bestehenden Zweicylinder-Maschine (so lange sie ohne Spannungsabfall arbeitet), der Hochdruck-Cylinder von der Gesammtarbeit einen desto kleineren Antheil übernimmt, je mehr dieselbe gefüllt wird; d. h. je grösser die summarische Leistung beider Cylinder ist.

Note. Die Leistung N_i' des Hochdruck-Cylinders an und für sich hat bei einer gewissen Füllung desselben (theoretisch — ohne Rücksicht auf die schädlichen Räume etc. — bei der Füllung $= \frac{1}{e} = \frac{1}{2{,}718\ldots} = 0{,}37$) einen Maximalwerth, von welchem sowohl mit zunehmender als auch mit abnehmender Füllung eine Abnahme von N_i' stattfindet; während sich das Verhältniss $\frac{N_i'}{N_i}$ nach den obigen Angaben verhält. Die Füllung $= \frac{1}{e} = 0{,}37$ ist zugleich diejenige, bei welcher die Expansions-Leistung einer Eincylinder-Maschine zum Maximum wird.

Die Werthe der relativen Leistung $\frac{N_i'}{N_i}$ des Hochdruck-Cylinders gestalten sich gegen die obigen Angaben (für $r = \infty$) bei den Receiver-Woolf-Maschinen entsprechend grösser, bei den Compound-Maschinen hingegen entsprechend kleiner, derart, dass in der letzten Zeile (für $\frac{v}{V} = 0{,}25$) in der Nähe von $\frac{l_1}{l} = 0{,}25$, d. h. in der Nähe der ganzen Füllung des Hochdruck-Cylinders die Leistung N_i' desselben, mithin auch das Verhältniss $\frac{N_i'}{N_i}$ negativ wird; dies ist eben der heikle Punkt der Compound-Maschinen, welcher (bei einer gewissen Grösse von V) in rationeller Weise nur durch eine reichliche Bemessung von $\frac{v}{V}$ zu paralysieren ist, in der Anwendung jedoch häufig — wenn $\frac{v}{V}$ fehlerhafter Weise zu gering bemessen ist — durch einen zweiten Fehler, nämlich durch $X > \frac{v}{V}$ und somit durch einen künstlich herbeigeführten Spannungsabfall paralysiert wird.

Bei den Compound-Maschinen (mit $w = 90°$) lässt sich das Volumenverhältniss auch noch einer zweiten Bedingung gemäss bestimmen, nämlich der Bedingung, dass die summarische Arbeit beider Cylinder (zur Erzielung

einer grösseren Gleichförmigkeit der Kurbelbewegung) auf die vier Quadraten des beiderseitigen Kurbelkreises gleichförmig vertheilt ist, derart, dass die Arbeit des Hochdruck-Cylinders in der ersten plus der Arbeit des Expansions-Cylinders in der zweiten Hubhälfte gleich wird der Arbeit des Hochdruck-Cylinders in der zweiten plus jener des Expansions-Cylinders in der ersten Hubhälfte.

Bezeichnet

p_{i_1}' und p_{i_2}' die Differenz der mittleren Spannungen hinter und vor dem Kolben des Hochdruck-Cylinders in der ersten und in der zweiten Hubhälfte;

p_{i_1}'' und p_{i_2}'' dasselbe für den Niederdruck-Cylinder,

so ist nach Obigem zu bewerkstelligen:

$$\nu p_{i_1}' + p_{i_2}'' = \nu p_{i_2}' + p_{i_1}''$$

Unter Beibehaltung der im Vorhergehenden benützten Bezeichnungen ist für $r = \infty$ und $m' = m = 0$ (ohne Rücksicht auf Compression etc.)

$$\nu p_{i_1}' + p_{i_2}'' = p \frac{l_1}{l} \left(0{,}5 + \text{logn.} \frac{1}{\frac{l_1'}{l'}}\right) - 0{,}5\, p'$$

und

$$\nu p_{i_2}' + p_{i_1}'' = p \frac{l_1}{l} \left(0{,}5 + \text{logn.} \frac{1}{\nu}\right) - 0{,}5\, p'$$

Durch Gleichstellung beider Ausdrücke wird erhalten

$$\nu = \frac{v}{V} = \sqrt{\frac{l_1}{l}}$$

Für einen beschränkten Receiverraum erhält man bei Vernachlässigung der schädlichen Räume nach analogem Vorgange als Bedingungsgleichung

$$1 + \text{logn.} \frac{\left(\frac{v}{V}\right)^2}{\frac{l_1}{l}} - 2 \frac{\frac{v}{V} + r}{\frac{v}{V}} \text{logn.} \frac{\frac{v}{V} + r}{0{,}5 \frac{v}{V} + r} = 0$$

aus welcher unter Annahme eines bestimmten Receivervolumens für gegebene Füllungen $\frac{l_1}{l}$ die fraglichen Volumenverhältnisse $\frac{v}{V}$ bestimmt werden können.

Diese beiden Beziehungen liefern für $r = \infty$ und $r = \frac{v}{V}$ folgende lediglich von der Füllung $\frac{l_1}{l}$ abhängige Werthe der Volumenverhältnisse $\frac{v}{V}$, welche demnach sowohl für Condensator- als auch für Auspuff-Maschinen Geltung haben, und der gleichen Arbeitsvertheilung auf die vier Quadranten entsprechen:

(normal) $\frac{l_1}{l}$ =	0,25	0,20	0,15	0,125	0,10	0,08	0,07	0,06	0,05	0,04
wenn $r = \infty$; $\frac{v}{V}$ =	0,50	0,45	0,39	0,35	0,32	0,29	0,265	0,245	0,22	0,20
wenn $r = \frac{v}{V}$; $\frac{v}{V}$ =	0,54	0,48	0,42	0,38	0,34	0,30	0,28	0,26	0,24	0,22
$\frac{l_1'}{l'}$ (im Mittel) =	0,48	0,43	0,38	0,34	0,30	0,28	0,26	0,24	0,21	0,19

Nach Umständen wird es sich empfehlen, bei den Compound-Maschinen den zwei vorhergehends ins Auge gefassten Rücksichten, nämlich der gleichen Vertheilung der Gesammtarbeit auf beide Cylinder einerseits, und auf die vier Quadranten andererseits, in nahezu gleichem Masse Rechnung zu tragen, und zu diesem Zwecke Volumenverhältnisse in Anwendung zu bringen, welche zwischen den vorher nach den zwei Richtungen angegebenen Grössen dieser Verhältnisse

beiläufig in der Mitte liegen. Diese Grössen von $\frac{v}{V}$ wären (wenn bei den Condensator-Maschinen eine Totalexpansion bis 0,6 Atm. und bei den Auspuff-Maschinen eine solche bis 1,5 Atm. vorausgesetzt wird) die folgenden:

bei den Condensator-Maschinen ($p_e = 0{,}06$ Atm.)

für $p =$	**4**	**5**	**6**	**7**	**8**	**9**	**10**
$\frac{l_1}{l} =$	**0,15**	**0,12**	**0,10**	**0,086**	**0,075**	**0,067**	**0,060**
wenn $r = \infty$; $\frac{v}{V} =$	0,465	0,41	0,38	0,35	0,33	0,31	0,29
wenn $r = \frac{v}{V}$; $\frac{v}{V} =$	0,55	0,50	0,45	0,43	0,40	0,38	0,36
$\frac{l_1'}{l'}$ (im Mittel) $=$	0,29	0,26	0,24	0,22	0,21	0,19	0,18

bei den Auspuff-Maschinen ($p_e = 1{,}5$ Atm.)

für $p =$	**8**	**9**	**10**	**11**	**12**	**13**	**14**
$\frac{l_1}{l} =$	**0,188**	**0,167**	**0,150**	**0,136**	**0,125**	**0,115**	**0,107**
wenn $r = \infty$; $\frac{v}{V} =$	0,46	0,43	0,41	0,39	0,38	0,36	0,35
wenn $r = \frac{v}{V}$; $\frac{v}{V} =$	0,53	0,50	0,48	0,46	0,45	0,43	0,42
$\frac{l_1'}{l'}$ (im Mittel) $=$	0,38	0,36	0,34	0,32	0,30	0,29	0,28

Für Maschinen jedoch, welche zeitweilig sehr bedeutend über ihre Normalleistung beansprucht werden, d. h. zeitweilig eine bedeutend grössere als die ins Auge gefasste normale Füllung erfahren sollen, wähle man (namentlich, wenn diese normale Füllung an sich schon bedeutend ist) die Cylinder-Volumenverhältnisse nach den ersteren diesbezüglichen Angaben S. 106 u. 107, d. h. mit alleiniger oder doch hauptsächlicher Rücksicht auf die Vertheilung der Gesammtarbeit auf die beiden Cylinder zu nahe gleichen Theilen. Ein besseres Auskunftsmittel besteht in dergleichen Fällen allerdings darin, die normale Füllung der Compound-Maschine entsprechend klein zu bemessen, d. h. für die Normalleistung einen recht hohen Expansionsgrad (innerhalb rationeller Grenzen) in Aussicht zu nehmen, mit anderen Worten: den Expansions-Cylinder (als eigentlichen Maschinen-Cylinder) genug gross (wenn auch theuerer) zu machen.

§ 38.

Beziehungen zwischen dem Cylinder-Volumenverhältnisse und der Kolbengeschwindigkeit mit Rücksicht auf den Beschleunigungsdruck.

Bei den im Vorhergehenden für Compound-Maschinen angegebenen Cylinder-Volumenverhältnissen $\frac{v}{V}$ für die auf S. 109 präcisierte Bedingung der Erzielung einer grösseren Gleichförmigkeit der Kurbelbewegung wurde die Wirkung des Beschleunigungsdruckes der hin- und hergehenden Massen nicht berücksichtigt. Ist für eine Maschine die Kolbengeschwindigkeit c vorgeschrieben, so kann das Cylinder-Volumenverhältniss derartig bestimmt werden, dass die betreffenden, aus dem Dampf- und Beschleunigungsdrucke resultierenden Partial-Arbeiten der ausgesprochenen Bedingung entsprechen. Der bezügliche Calcul liefert als Resultat die einfache Beziehung

$$c = \beta \sqrt{p\,l} \quad . \quad . \quad . \text{ VI)}$$

wobei β eine von $\frac{l_1}{l}$, $\frac{v}{V}$ und r abhängige Grösse bezeichnet. Diese Grösse β kann zugleich auch als Charakteristik der Kolbengeschwindigkeit angesehen werden, und man kann aus der Beziehung, welche der genannte Calcul für β liefert, für gegebene Verhältnisse in Betreff $\frac{l_1}{l}$ und r die fraglichen Volumenverhältnisse ermitteln. (Die Entwicklung dieser Beziehung findet man in der bereits oben citierten Abhandlung von Prof. A. Káš.)

Die in der folgenden Tabelle (1.) für verschiedene Werthe der Kolbengeschwindigkeit c, bezw. ihrer Charakteristik $\beta = \frac{c}{\sqrt{p\,l}}$ angeführten Cylinder-Volumenverhältnisse wurden unter den üblichen vereinfachenden Annahmen für ein beiläufiges mittleres Gewicht der hin- und hergehenden Massen (rund $0{,}8$ kg pro 1 qcm Kolbenfläche) berechnet, und können, da die Höhe der Emissionsspannung wie in dem Früheren ohne Einfluss ist, sowohl für Condens.- als auch für Auspuff-Compoundmaschinen zum Anhaltspunkte genommen werden. Das Receivervolumen ist hier einmal $= \infty$, das anderemal = dem Volumen des Hochdruckcylinders ($r = \nu = \frac{v}{V}$) angenommen; die erste Doppelzeile ($\beta = 0$) gilt bei Vernachlässigung des Beschleunigungsdruckes und wurde bereits in dem Vorhergehenden (S. 109) erledigt.

1. Volumenverhältnisse $\frac{v}{V}$ der Compound-Maschinen für gegebene Charakteristik β der Kolbengeschwindigkeit $\left(\beta = \frac{c}{\sqrt{p\,l}}\right)$.

	$\frac{l_1}{l} =$	0,225	0,200	0,175	01,50	0,125	0,100	0,080	0,070	0,060
$\beta = 0$;	$r = \infty$	0,47	0,45	0,42	0,39	0,35	0,32	0,29	0,26	0,24
	$r = \nu$	0,51	0,48	0,45	0,42	0,38	0,34	0,30	0,28	0,26
$\beta = 0{,}6$;	$r = \infty$	—	0,43	0,40	0,37	0,33	0,29	0,25	0,23	0,20
	$r = \nu$	0,50	0,46	0,43	0,40	0,36	0,31	0,27	0,25	0,22
$\beta = 0{,}7$;	$r = \infty$	—	0,42	0,39	0,36	0,32	0,28	0,24	0,22	—
	$r = \nu$	0,49	0,46	0,43	0,39	0 35	0,30	0,26	0,23	0,21
$\beta = 0{,}8$;	$r = \infty$	—	0,41	0,38	0,35	0,31	0,27	0,22	0,20	—
	$r = \nu$	0,48	0,45	0,42	0,38	0,34	0,29	0,24	0,22	—
$\beta = 0{,}9$;	$r = \infty$	—	0,41	0,37	0,34	0 30	0,25	0,21	—	—
	$r = \nu$	0,48	0,44	0,41	0,37	0,32	0,27	0,23	0,20	—
$\beta = 1{,}0$;	$r = \infty$	—	0,40	0,36	0,33	0,29	0,24	—	—	—
	$r = \nu$	0,47	0,43	0,40	0,35	0,31	0,26	0,21	—	—
$\beta = 1{,}1$;	$r = \infty$	—	—	0,35	0,32	0,27	0,22	—	—	—
	$r = \nu$	0,46	0,42	0,38	0,34	0,29	0,24	—	—	—
$\beta = 1{,}2$	$r = \infty$	—	—	—	0,30	0,26	0,20	—	—	—
	$r = \nu$	—	0,41	0,37	0,33	0,28	0,22	—	—	—
$\beta = 1{,}3$;	$r = \infty$	—	—	—	—	—	—	—	—	—
	$r = \nu$	—	—	0,36	0,31	0,26	0,20	—	—	—

Umgekehrt kann man auch für gegebene oder angenommene Verhältnisse der Cylindervolumen diejenige Kolbengeschwindigkeit $c = \beta \sqrt{p\,l}$ bestimmen, bei welcher der obgenannten Bedingung entsprochen wird. Die betreffenden Werthe der Charakteristik β sind, soweit sie für die praktische Benutzung in Betracht kommen können, in der folgenden Tabelle für Volumenverhältnisse $\frac{v}{V} = 0{,}5$ bis $0{,}2$ zusammengestellt und gelten wieder sowohl für Condensator- als auch für Auspuff-Compound-Maschinen.

2. Werthe β als Charakteristik der Kolbengeschwindigkeit $c = \beta \sqrt{p\,l}$ für gegebene Volumenverhältnisse $\frac{v}{V}$ bei Compound-Maschinen.

	$\frac{l_1}{l} =$	0,225	0,200	0,175	0,150	0,125	0,100	0,080	0,070	0,060
$\frac{v}{V} = 0{,}50$;	$r = \infty$	—	—	—	—	—	—	—	—	—
	$r = \nu$	0,52	—	—	—	—	—	—	—	—
$\frac{v}{V} = 0{,}45$;	$r = \infty$	0,76	—	—	—	—	—	—	—	—
	$r = \nu$	1,18	0,84	—	—	—	—	—	—	—
$\frac{v}{V} = 0{,}40$;	$r = \infty$	—	1,00	0,59	—	—	—	—	—	—
	$r = \nu$	—	1,28	0,96	0,53	—	—	—	—	—
$\frac{v}{V} = 0{,}35$;	$r = \infty$	—	—	1,13	0,78	0,23	—	—	—	—
	$r = \nu$	—	—	1,35	1,03	0,65	—	—	—	—
$\frac{v}{V} = 0{,}30$;	$r = \infty$	—	—	—	1,20	0,88	0,45	—	—	—
	$r = \nu$	—	—	—	1,37	1,06	0,69	—	—	—
$\frac{v}{V} = 0{,}25$;	$r = \infty$	—	—	—	—	1,24	0,91	0,59	0,38	—
	$r = \nu$	—	—	—	—	1,36	1,05	0,75	0,57	—
$\frac{v}{V} = 0{,}20$;	$r = \infty$	—	—	—	—	—	1,23	0,96	0,80	0,63
	$r = \nu$	—	—	—	—	—	1,33	1,07	0,91	0,74

Aus der ersten vorangehenden Tabelle geht hervor, dass die Erfüllung der gestellten Bedingung bei kleinen Füllungen verhältnissmässig kleine Cylinder-Volumenverhältnisse erfordert, bei welchen die Arbeitsvertheilung auf die beiden Cylinder gemäss dem Vorhergegangenen (§ 37) eine ungleiche wird. Für stationäre Maschinen mit unveränderlicher Arbeitsleistung, bei welchen es auf eine gleichförmige Vertheilung der Arbeit auf die beiden Cylinder nicht so sehr ankommt, hingegen die möglichste Gleichförmigkeit der Kurbelbewegung als Haupterforderniss angestrebt wird, können die dieser Anforderung entsprechenden Volumenverhältnisse immerhin in Betracht kommen, und dies umsomehr, als sie (wegen des kleineren Hochdruck-Cylinders) eine billigere Maschine zur Folge haben.

In der zweiten vorangehenden Tabelle entsprechen die an erster Stelle einer jeden Zeile angesetzten Werthe von β (welche von der Einheit nicht viel verschieden sind) der halben Füllung des Hochdruck-Cylinders, also für die Anwendung einer zu grossen Füllung, woraus hervorgeht, dass die Zweicylinder-Compound-Maschinen mit Rücksicht auf die Massenwirkung ohne Weiteres eine Kolbengeschwindigkeit $c < \sqrt{p\,l}$ gestatten und dass mithin die letztere mit $c = 0{,}9 \sqrt{p\,l}$ (aus der hier besprochenen Rücksicht) hinreichend gross bemessen ist.

In einem besseren Einklange mit der gleichen Arbeitsvertheilung auf die beiden Cylinder, als bei den Compound-Maschinen, steht die obige Anforderung (dass die summarisch auf die Kurbelzapfen übertragene Arbeit unter Berücksichtigung der Wirkung der hin- und herbewegten Massen auf die vier Quadranten einer Wellenumdrehung gleichmässig vertheilt werde) bei den Receiver-Woolf-Maschinen. Durch entsprechende Bemessung der Cylinder-Volumenverhältnisse kann man hier bei passend gewählter Kolbengeschwindigkeit den beiden Anforderungen gleichzeitig genügen. Für die üblichen Volumenverhältnisse $\frac{v}{V}$ sind bei verschiedenen Füllungen $\frac{l_1}{l}$ die entsprechenden Werthe der Kolbengeschwindigkeits-Charakteristik β für dreierlei Annahmen in Betreff der Grösse des Receivers in der folgenden 3. Tabelle angegeben, welche wieder sowohl bei Condensator- als auch bei Auspuff-Maschinen zum Anhaltspunkte dienen können.

3. Werthe β als Charakteristik der Kolbengeschwindigkeit $c = \beta \sqrt{p\,l}$ für gegebene Volumenverhältnisse $\frac{v}{V}$ bei Receiver-Woolf-Maschinen.

	$\frac{l_1}{l} =$	0,250	0,225	0,200	0,175	0,150	0,125	0,100	0,080	0,070	0,060
$\frac{v}{V} = 0{,}50;$	$r = \infty$	1 16	1 20	1,21	1,22	1,22	1,20	1,16	1,11	1,09	1,04
	$r = \nu$	1 06	1,10	1.14	1.16	1,16	1,15	1,12	1,08	1,05	1,01
	$r = \frac{1}{2}\nu$	1,02	1.07	1,11	1,14	1,15	1.14	1,11	1,07	1,04	1 00
$\frac{v}{V} = 0{,}45;$	$r = \infty$	—	1,22	1,24	1,25	1,24	1,22	1,18	1,13	1,11	1 06
	$r = \nu$	—	1,09	1.13	1,15	1,16	1.15	1,13	1,09	1,06	1,02
	$r = \frac{1}{2}\nu$	—	1,05	1 09	1,12	1,14	1,13	1,11	1,07	1,04	1,01
$\frac{v}{V} = 0{,}40;$	$r = \infty$	—	—	1,26	1,27	1.26	1,24	1,20	1.15	1,12	1,08
	$r = \nu$	—	—	1,12	1 15	1,17	1.16	1,13	1,09	1,07	1,03
	$r = \frac{1}{2}\nu$	—	—	1,07	1,11	1,13	1,13	1,11	1,08	1,00	1,01
$\frac{v}{V} = 0{,}35;$	$r = \infty$	—	—	—	1 29	1,28	1,27	1,22	1 17	1,14	1,10
	$r = \nu$	—	—	—	1,16	1,17	1,17	1,15	1,11	1.08	1,04
	$r = \frac{1}{2}\nu$	—	—	—	1,12	1 13	1,13	1,12	1,08	1,06	1,02
$\frac{v}{V} = 0{,}30;$	$r = \infty$	—	—	—	—	1.31	1,29	1,25	1,20	1,16	1,12
	$r = \nu$	—	—	—	—	1,19	1.19	1,17	1,13	1,10	1,06
	$r = \frac{1}{2}\nu$	—	—	—	—	1,13	1,13	1,12	1,09	1,06	1,03
$\frac{v}{V} = 0{,}25;$	$r = \infty$	—	—	—	—	—	1,32	1,27	1,22	1,18	1,14
	$r = \nu$	—	—	—	—	—	1,22	1,19	1,15	1,12	1,08
	$r = \frac{1}{2}\nu$	—	—	—	—	—	1,15	1,14	1,11	1,08	1,05
$\frac{v}{V} = 0{,}20;$	$r = \infty$	—	—	—	—	—	—	1,30	1,25	1,21	1,17
	$r = \nu$	—	—	—	—	—	—	1,22	1,18	1,15	1,11
	$r = \frac{1}{2}\nu$	—	—	—	—	—	—	1,17	1,13	1,11	1,07

Wie aus dieser 3. Tabelle ersichtlich ist, ändert sich β zwischen den angesetzten Grenzen (für $\frac{v}{V} = 0{,}5$ bis $0{,}2$), welche in der Praxis kaum über-

schritten werden, verhältnissmässig nur wenig, so dass der ausgesprochenen Anforderung im Allgemeinen hinreichend entsprochen wird, wenn bei der gewöhnlichen Grösse des Receivers, der die Kolbengeschwindigkeit charakterisierende Coëfficient β zwischen den Grenzen $\beta = 1{,}0$ und $\beta = 1{,}2$ gehalten, also im Durchschnitte $\beta = 1{,}1$ gemacht wird. Die sich so ergebende durchschnittliche Grösse der Kolbengeschwindigkeit

$$c = 1{,}1 \sqrt{p\,l}$$

darf für die Anwendung schon als eine ansehnliche bezeichnet werden, welche nur aus besonderen Gründen merklich zu überschreiten wäre.

Note. Des Verfassers bereits in der ersten Auflage dieses Buches aufgestellte Regel, wonach $c = 0{,}9 \sqrt{p\,l}$ als mittelgrosse und $c = 1{,}1 \sqrt{p\,l}$ als grosse Kolbengeschwindigkeit anzunehmen empfohlen wird, gewinnt durch die vorhergehende Darstellung auch von dem hier in Betracht gezogenen Standpunkte an Berechtigung.

2. KAPITEL.

Theorie der Dreicylinder-Maschinen.

§ 39.

Bestimmung der indicierten Spannung bei den Dreicylinder-Maschinen. Uebliche Anordnungen derselben.

Dieselben Motive, welche ehemals die Anwendung der Zweicylinder-Maschinen (zunächst der simplen Woolf'schen) an Stelle der Eincylinder-Maschinen veranlassten, — Möglichkeit der Anwendung hoher Spannungen bezw. Expansionsgrade bei gleichförmigerer Vertheilung des Kolbendruckes, Herabminderung des Dampfverbrauches, insbesondere des Abkühlungsverlustes etc. (siehe § 34) — haben in späterer Zeit zu der Anwendung der Dreicylinder-Maschinen geführt, wodurch (das mag gleich von vorne hier erwähnt werden) nach dem gegenwärtigen Stand der Maschinentechnik in dem Streben nach Mehrcylindern die raisonmässige Grenze erreicht sein dürfte. Die rationelle Anwendung von mehr als drei Cylindern bei mehr als dreimaliger*) Expansion muss (mindestens als Regel) einer Zukunft vorbehalten bleiben, in welcher ohne jeden Anstand Dampfspannungen von 14 bis 20 Atmosphären anwendbar sein werden, zugleich aber die Maschinen mit schädlichen Räumen unter zwei Procent eben so leicht herzustellen sein werden, als es gegenwärtig mit 4 bis 3% der Fall ist; — abgesehen von noch andern Umständen und Anständen.

Aus diesem Grunde soll auch hier auf mehr als drei Cylinder nicht reflectiert werden, wenngleich in Betreff der wesentlichsten Momente (Bestimmung der Dampfwirkung und des Dampfverbrauches) die nachfolgenden Regeln leicht auch für mehr als drei Cylinder mit nur unansehnlichen Modificationen anzuwenden wären.

Was zunächst die Dampfwirkung betrifft, so haben wir die Grösse derselben (abgesehen von der Art und Weise ihrer Entwicklung, welche eben

*) Ich gebrauche seit jeher eben so wie mein Mitarbeiter Professor A. Káš die Bezeichnungen „Zweimal“- „Dreimal“-Expansions-Maschinen oder Maschinen mit „zweimaliger“, „dreimaliger“ Expansion anstatt der häufig üblichen Ausdrücke „Zweifach“- „Dreifach“- Expansions-Maschinen oder Maschinen mit „zweifacher“, „dreifacher“ Expansion, weil diese Ausdrücke (trotz ihrer häufigen Anwendung) nach der Natur der Sache deutsch fehlerhaft sind, während obige Bezeichnungen in gutem Deutsch der Natur der Sache entsprechen. Zweifache, dreifache Expansion ist doch seit jeher eine solche auf das zweifache, dreifache Volumen. Wenn hingegen der Dampf zunächst in einem Cylinder zur Expansion gelangt, sodann aus diesem in einen zweiten und eventuell noch in einen dritten Cylinder expandiert, so expandiert er doch nach einander zweimal und eventuell dreimal, keineswegs aber zweifach und dreifach! Der Verfasser.

bei einerlei Grösse verschieden sein kann) bereits bei der Zweicylinder-Maschine in einerlei Weise bestimmt, gleichgiltig, ob es sich um eine Maschine nach Woolf's System oder aber um eine nach dem Compound-System handelte. Hier gehen wir noch weiter und sagen:

„Eine Dreicylinder-Maschine wird (vorausgesetzt, dass der Spannungsabfall jedenfalls möglichst vermieden wird) mit einer qualitativ nur geringen Modification die ihr zukommende Grösse der Gesammtdampfwirkung auch dann entwickeln, wenn wir uns den Mitteldruck-Cylinder ausgeschaltet denken, und wenn sonach der Dampf aus dem Hochdruck-Cylinder unmittelbar in den Niederdruck-Cylinder expandiert."

Wenn wir sonach zur Ermittlung der Grösse der Gesammtdampfwirkung, also der indicierten Leistung anstatt der Dreicylinder-Maschine eine (eingebildete) Zweicylinder-Maschine in Betracht ziehen, welche von der ersteren den Hochdruck-Cylinder, und den Niederdruck-Cylinder als alleinigen Expansions-Cylinder besitzt, so müssen wir, damit eben die Leistungsgrösse der Dreicylinder-Maschine resultiere, hauptsächlich den zweimaligen Spannungsverlust bei dem Dampfübertritte, nämlich erst aus dem Hochdruck- in den Mitteldruck-Cylinder und dann aus diesem in den Niederdruck-Cylinder, durch einen einzigen Verlust ersetzt, bezw. den ersteren entsprechend vergrössert denken. Unter der bei den Zweicylinder-Maschinen gemachten Voraussetzung, dass dieser Spannungsverlust der jeweiligen Uebertritts-Spannung (p_{u}) proportional und mit geheiztem Receiver nicht unter 2 % anzunehmen ist, ohne Heizung desselben aber etwa 7 % dieser Spannung beträgt, wird bei einer Zweicylinder-Maschine, welche wir bei Ausmittlung der Leistung der Dreicylinder-Maschine substituieren, jener Verlust nahezu (jedoch nicht ganz) doppelt so gross anzunehmen sein.

Es wird sonach bei den Dreicylinder-Maschinen der Spannungsverminderungs-Coëfficient ζ bei geheiztem Receiver rund $= 0{,}97$, ohne Heizung jedoch rund $\zeta = 0{,}88$ gesetzt werden können (entsprechend 3 % bezw. 12 % Spannungsverlust). Es ist indess auch hier (wie bei den Zweicylinder-Maschinen) zu bemerken, dass bei exacten Dreicylinder-Maschinen mit durchgreifender Heizung die Expansions-Curve sogar über die Mariotte'sche Linie sich erheben kann, wodurch der obige Spannungsverlust mehr oder weniger paralysiert wird und somit der Coëfficient ζ möglicher Weise der Einheit ganz nahe zu bringen ist.

Ein zweites wesentliches und dem eben erledigten ähnliches, jedoch minder ausgiebiges Moment für die rechnungsmässige Behandlung der Dreicylinder-Maschine (bezüglich der Leistung) als Zweicylinder-Maschine bietet das Verhalten der schädlichen Räume des Mitteldruck- und Niederdruck-Cylinders, welche der übertretende Dampf zunächst füllen, bezw. in welche er ohne Arbeitsverrichtung expandieren und somit eine anderweitige Spannungseinbusse (ausser jener durch die Abkühlung) erleiden muss, bevor er seine Wirkung an den betreffenden Kolben abzugeben beginnt; wenn aber diese Räume zuvor mit comprimiertem Dampfe gefüllt werden, so muss diese Compressionswirkung von der Maschine geleistet werden, die betreffende Einbusse an Maschinenleistung ist eben unvermeidlich.

Wenn wir nun die Berechnung der Gesammt-Dampfwirkung einer Dreicylindermaschine auf jene einer Zweicylinder-Maschine (mit eingebildeter Ausschaltung des Mitteldruck-Cylinders) zurückführen wollen, so wird es sich

darum handeln, den schädlichen Raum des Niederdruck-Cylinders (als einzig vorhanden gedachten Expansions-Cylinders) für die Berechnung so gross anzunehmen, dass die arbeitslose Expansion des Austrittsdampfes aus dem Hochdruck-Cylinder in diesen (entsprechend vergrössert angenommenen) schädlichen Raum möglichst annähernd der Wirkung nach eben so viel betrage, als die thatsächliche zweimalige arbeitslose Expansion. Dieser Anforderung entspricht nach angestellten Combinationen die Annahme eines um 50 % grösseren schädlichen Raumes im Vergleiche mit der wirklichen Grösse desselben. Wenn sonach die schädlichen Räume des Mitteldruck- und des Niederdruck-Cylinders (durchschnittlich) 4 % betragen, so wird der schädliche Raum des einzig vorhanden gedachten Expansions-Cylinders mit 6 % anzunehmen sein, bezw. es wird an Stelle des Coëfficienten m des schädlichen Raumes des Expansions-Cylinders einer Zweicylinder-Maschine für die besprochene Auffassung der Dreicylinder-Maschine $1{,}5\,m$ einzusetzen sein.

Hiernach können zur Bestimmung der indicierten Spannung p_i der Dreicylinder-Maschine die für die Zweicylinder-Maschine unter 67) angesetzten Beziehungen benutzt werden; nur ist hierin zuvörderst als Cylinder-Volumen-Verhältniss $\left(\nu = \frac{v}{V}\right)$ jenes des Hochdruck-Cylinders (v_1) zu dem des Niederdruck-Cylinders (V) also $\nu_1 = \frac{v_1}{V}$ aufzunehmen; ferner ist $1{,}5\,m$ anstatt m zu setzen; wenn wir ferner für mässige (oder lieber ganz mangelnde) Drosslung auch diesfalls $1 - \vartheta = 0{,}95$ annehmen, so lauten die genannten Beziehungen, für die Dreicylinder-Maschine modificiert, wie folgt:

$$\left.\begin{aligned} p_i &= f p - f' p' \\ f &= 1{,}02 \frac{l_1}{l} + 0{,}95 \left(\frac{l_1}{l} + \nu_1 m'\right) \text{logn.} \frac{\nu_1 (0{,}96 + m')}{\frac{l_1}{l} + \nu_1 m'} \\ &+ \frac{0{,}95}{1 - \nu_1} (\zeta - 0{,}98\,\nu_1 - 0{,}001) \left(\frac{l_1}{l} + \nu_1 m'\right) \text{logn.} \frac{m' \nu_1 + 1 + 1{,}5\,m}{(1 + m')\,\nu_1 + 1{,}5\,m} \\ \text{und (ohne Compression)} \quad f' &= 1{,}04. \end{aligned}\right\} \quad 68)$$

Das Volumen v_2 des Mitteldruck-Cylinders bleibt hierbei ausser Spiel.

Mittelst 68) ergeben sich, wenn man die procentuellen Beträge m und m' der schädlichen Räume mit ihrer wirklichen Grösse (im Durchschnitte der gewöhnlichen Ausführungen etwa $m = m' = 0{,}04$) einsetzt, die Werthe von f (und sodann auch p_i) in Abhängigkeit von der reducierten Füllung $\frac{l_1}{l}$ und von dem Verhältnisse ν_1 des Volumens v_1 des Hochdruck-Cylinders zu jenem V des Niederdruck-Cylinders ($\nu_1 = \frac{v_1}{V}$), welche Werthe (in Anbetracht der angenommenen Giltigkeit des Mariotte'schen Gesetzes) mit dem Coëff. $\zeta = 0{,}07$ in Voraussetzung der Heizung aller drei Cylinder und beider Receiver mit Kesseldampf als zutreffend angenommen werden können.

Für mangelndes Dampfhemd am Niederdruck- und eventuell auch am Mitteldruck-Cylinder (am Hochdruck-Cylinder soll dasselbe nie fehlen), einerseits und für mangelnde Heizung der beiden Receiver andererseits wäre der Ausdruck für f in einer ganz ähnlichen Weise zu modificieren, wie dies für die Zweicylinder-Maschinen (S. 95 und 96) auseinander gesetzt wurde; ausserdem ist $\zeta = 0{,}88$ zu nehmen.

In der Theor. Tab. H. S. 15 sind für die beiden erwähnten Modalitäten (mit und ohne Heizung) diejenigen Werthe von f (bei drei Werthen des Volumenverhältnisses $\frac{v_1}{V}$) angegeben, von welchen im Weiteren (bei Ermittlung der indicierten Spannung und des Dampfverbrauches) lediglich die Durchschnittswerthe in Anwendung gebracht, und für bloss äusserliche Heizung der beiden Receiver (stillschweigend auch für ein Dampfhemd am Mitteldruck-Cylinder ausser am Hochdruck-Cylinder) als passend angenommen wurden.

Das hier über die Ausmittlung von p_i für constanten Werth $f' = 1{,}04$ in $f' p'$ Mitgetheilte gilt (in Ansehung eben dieses constanten Werthes) für Maschinen mit der unvermeidlichen (unansehnlichen) Compression. Diese Compression wird bei den Dreicylinder-Maschinen selbst als Condensator-Maschinen (als welche wir sie weiterhin ausschliesslich in Betracht ziehen) nicht bedeutend gesteigert (bezw. es nimmt f' nicht bedeutend höhere Werthe als $1{,}04$ an), wenn man die Compression nützlicher und hier beinahe stets selbstverständlicher Weise in allen drei Cylindern bis nahe zu der jeweiligen Gegendampfspannung zur Anwendung bringt. Die betreffenden Angaben über die Compression folgen bei der numerischen Bestimmung der indicierten Spannung.

Die wirkliche Dampfvertheilung in den Dreicylinder-Maschinen bei den sofort anzuführenden üblichen Einrichtungen derselben wird an der Hand der betreffenden Diagramme Fig. 19, 20 und 21 in den folgenden Paragraphen erklärt, welche nach den auf S. 97 genannten Abhandlungen von Prof. Káš bearbeitet sind.

Die in der Anwendung üblichen Anordnungen der Dreicylinder-Maschinen mit dreimaliger Expansion kann man in zwei Gruppen theilen:

I. Dreicylinder-Maschinen mit drei um 120° versetzten Kurbeln; wir nennen sie kurzweg

Dreikurbel-Maschinen;

II. Dreicylinder-Maschinen mit zwei um 90° versetzten Kurbeln, wir bezeichnen sie kurz als

Zweikurbel-Maschinen mit

dreimaliger Expansion (oder aber „Dreiverbund- als Zweikurbel-Maschinen“).

Bei den Dreikurbel-Maschinen werden die Spannungsvorgänge in den einzelnen Cylindern und die Füllungsverhältnisse durch die Kurbelfolge wesentlich beeinflusst.

In dieser Beziehung hat man zwei Fälle zu unterscheiden,

a) die Kurbel des Mitteldruck-Cylinders eilt der Hochdruck-Kurbel vor: widersinnische Kurbelfolge;

b) die Kurbel des Mitteldruck-Cylinders eilt der Hochdruck-Kurbel nach: rechtsinnische Kurbelfolge.

Bei den Zweikurbel-Maschinen wird die Arbeit zweier Cylinder gemeinschaftlich durch die eine, die Arbeit des dritten Cylinders durch die andere Kurbel auf die Welle übertragen und sind die Füllungsverhältnisse davon abhängig, welcher von den Cylindern der isolierte ist. Von den drei möglichen

Anordnungen ist jene mit isoliertem Niederdruck-Cylinder die natürlichste und kommt fast ausschliesslich zur Anwendung. Aus diesem Grunde wird in dem Nachfolgenden bei den Zweikurbel-Maschinen mit dreimaliger Expansion hauptsächlich diese Anordnung berücksichtigt werden.

§ 40.

Füllung des Mitteldruck- und des Niederdruck-Cylinders behufs Vermeidung des Spannungsabfalles bei den Dreicylinder-Maschinen.

I. Dreikurbel-Maschinen ($w = 120^c$).

Bei den Zweicylinder-Maschinen hat sich in § 36 ergeben, dass die Füllung des Niederdruck-Cylinders behufs Vermeidung des Spannungsabfalles beim Uebertritte des Dampfes aus dem Hochdruck- in den Niederdruck-Cylinder für einen bestimmten Kurbel-Verstellungswinkel (w) bei Vernachlässigung der schädlichen Räume nur von dem Volumenverhältnisse der beiden Cylinder und von der Grösse des Receivers abhängig ist. Da bei den Dreikurbel-Maschinen die Kurbel des Hochdruck-Cylinders mit jener des Mitteldruck-Cylinders denselben Winkel einschliesst, wie die Mitteldruck-Kurbel mit der Niederdruck-Kurbel, so wird bei dieser Gruppe der Dreicylinder-Maschinen die Füllung des Mitteldruck- und des Niederdruck-Cylinders nach einer und derselben Regel zu bestimmen sein. Wird daher vorläufig allgemein unter

ν das Verhältniss des kleineren zu dem grösseren Cylinder-Volumen, unter

r das Verhältniss des in Betracht kommenden Receiver-Volumens zum Volumen des grösseren Cylinders und unter

X die fragliche Füllung dieses grösseren Cylinders (Mitteldruck- bezw. Niederdruck-Cylinders)

verstanden, so ergibt sich

a) für widersinnische Kurbelfolge (die Kurbel des Mitteldruck-Cylinders eilt der Hochdruckkurbel vor),

wenn $\nu < 0{,}75$ (welche Bedingung wohl stets erfüllt wird)

die auf S. 98 abgeleitete Beziehung, Gl. II, welche lautet

$$X = \frac{\nu r + (1 - x) \nu^2}{r} \quad . \quad . \text{ a)}$$

x hat in Bezug auf den kleineren von den beiden Cylindern dieselbe Bedeutung, wie am betreffenden Orte angeführt ist. Dem Kurbel-Verstellungswinkel $w = 120°$ entsprechend ist andererseits, wenn γ den Winkel bezeichnet, welchen die Kurbel des grösseren Cylinders nach beendeter Füllung (X) mit der Horizontalen einschliesst (vergl. Fig. 17),

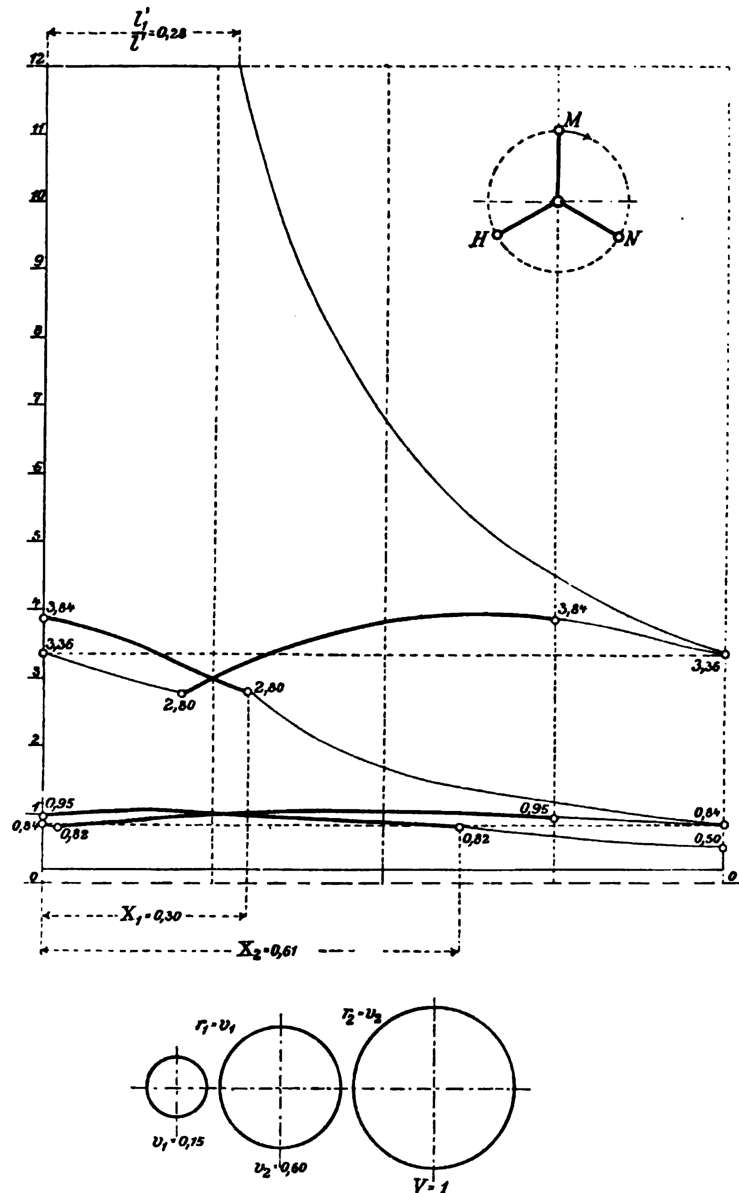
$$\left. \begin{aligned} X &= \frac{1 - \cos \gamma}{2} \\ \text{und } x &= \frac{1 + \cos (120° - \gamma)}{2} \end{aligned} \right\} \quad . \quad . \text{ b)}$$

Mit dem plausiblen Specialwerthe

$$r = \nu$$

erhält man aus Gl. a)

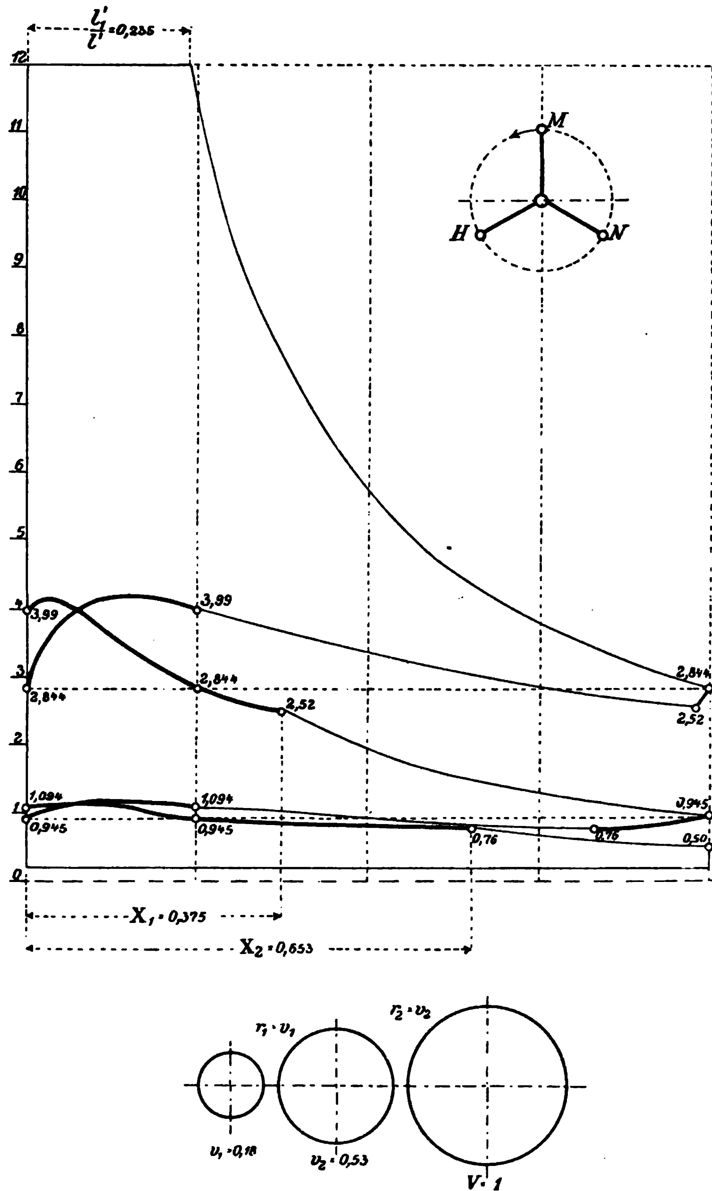
$$\frac{X}{2 - x} = \nu \quad . \quad . \text{ c)}$$



Figur 19.

Dreicylinder- als Dreikurbel-Maschine mit widersinnischer Kurbelfolge.

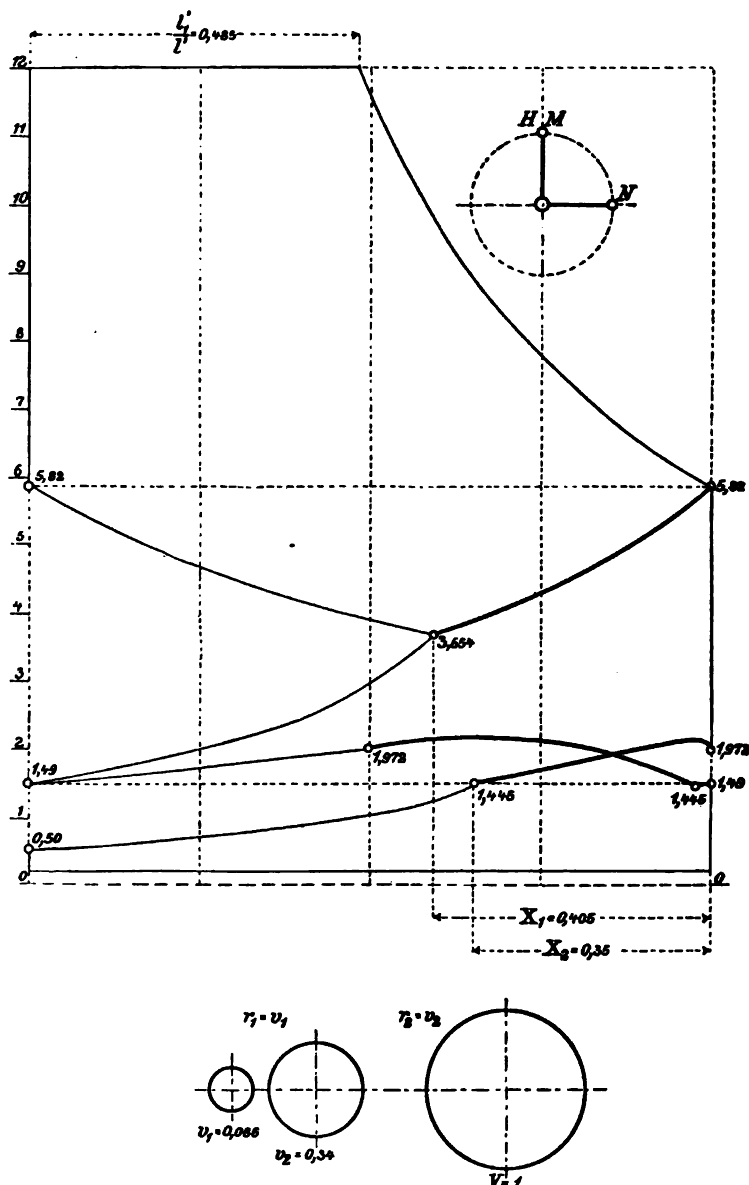
(Die Mitteldruck-Kurbel eilt der Hochdruck-Kurbel vor.)



Figur 20.

Dreicylinder- als Dreikurbel-Maschine mit rechtsinnischer Kurbelfolge.

(Die Mitteldruck-Kurbel eilt der Hochdruck-Kurbel nach.)



Figur 21.

Dreicylinder- als *Zweikurbel*-Maschine.

(Niederdruck-Cylinder isoliert.)

so dass mit Rücksicht auf Gl. b) gesetzt werden kann

$$\frac{1 - \cos\gamma}{3 - \cos(120^\circ - \gamma)} = \nu \quad . \quad . \; c')$$

wonach der Winkel γ und aus Gl. b) die demselben zugehörigen Werthe von X und x bestimmt werden können.

Die Werthe X, welche für verschieden grosse Volumenverhältnisse der Cylinder der Beziehung c) genügen, sind auf zwei geltende Stellen abgerundet in der folgenden Zusammenstellung angegeben. Sie gelten für den Mitteldruck-Cylinder, wenn unter ν das Volumenverhältniss $\left(\frac{v_1}{v_2}\right)$ des Hochdruck- zum Mitteldruck-Cylinder und sie gelten desgleichen für den Niederdruck-Cylinder, wenn unter ν das Volumenverhältniss $\left(\frac{v_2}{V}\right)$ des Mitteldruck- zum Niederdruck-Cylinder verstanden wird. Dabei ist dem Volumen nach der erste Receiver (r_1) gleich dem Hochdruck-, der zweite (r_2) gleich dem Mitteldruck-Cylinder angenommen. Für unendlich grosse Receiver ergeben sich nach dem Früheren die Füllungen gleich den betreffenden Cylinder-Volumenverhältnissen, also für den Mitteldruck-Cylinder: $X_1 = \frac{v_1}{v_2}$ und für den Niederdruck-Cylinder: $X_2 = \frac{v_2}{V}$.

Beiläufige Werthe der Füllungen des Mitteldruck- bezw. des Niederdruck-Cylinders für Dreikurbel-Maschinen mit widersinnischer Kurbelfolge ($r = \nu$).

$v =$	0,10	0,15	0,20	0,25	0,30	0,35	0,40	0,45	0,50	0,55	0,60	0,65	0,70	0,75
$X =$	0,14	0,20	0,25	0,30	0,35	0,40	0,44	0,48	0,53	0,57	0,61	0,66	0,70	0,75

b) Für rechtsinnische Kurbelfolge (die Kurbel des Mitteldruck-Cylinders eilt der Hochdruckkurbel nach) gilt für die Füllung X, wenn erstlich

$$\nu < 0{,}25$$

ebenfalls die Beziehung II), bezw. a), nämlich:

$$X = \frac{\nu r + (1 - x)\nu^2}{r}$$

hierbei ist jedoch, wenn γ dieselbe Bedeutung hat wie zuvor (vergl. Fig. 18)

$$\left.\begin{aligned} X &= \frac{1 - \cos\gamma}{2} \\ \text{und } x &= \frac{1 + \cos(60^\circ - \gamma)}{2} \end{aligned}\right\} \quad . \quad . \; d)$$

Für $r = \nu$ ist wieder

$$\frac{X}{2 - x} = \nu$$

und mit Rücksicht auf Gl. d)

$$\frac{1 - \cos\gamma}{3 - \cos(60^\circ - \gamma)} = \nu$$

Wenn aber

$$\nu > 0{,}25$$

so gilt die der Gl. III) (S. 98) analoge, für Maschinen, welche mit Nachfüllung arbeiten, abgeleitete Beziehung, welche für $w = 120^\circ$ lautet:

$$X = \frac{\nu r + (1 - x)\nu^2}{0{,}25 + r}$$

In Bezug auf den Winkel γ ist wie zuvor nach d)

$$\left.\begin{aligned} X &= \frac{1-\cos\gamma}{2} \\ x &= \frac{1+\cos(60^\circ-\gamma)}{2} \end{aligned}\right\} \quad . \quad . \; d)$$

Für $r = \nu$ ergibt sich

$$\frac{X}{2-x} = \frac{\nu^2}{0{,}25+\nu}$$

$$\text{und } \frac{1-\cos\gamma}{3+\cos(60^\circ-\gamma)} = \frac{\nu^2}{0{,}25+\nu}$$

Die Ergebnisse dieser Formeln sind wie vorhergehend für verschiedene Cylindervolumen-Verhältnisse in der folgenden Zusammenstellung angegeben.

Beiläufige Werthe der Füllungen des Mitteldruck- bezw. des Niederdruck-Cylinders für Dreikurbel-Maschinen mit rechtsinnischer Kurbelfolge ($r = \nu$).

$\nu =$	0,10	0,15	0,20	0,25	0,30	0,35	0,40	0,45	0,50	0,55	0,60	0,65	0,70	0,75
$X =$	0,10	0,15	0,20	0,25	0,33	0,40	0,48	0,55	0,62	0,68	0,74	0,80	0,85	0,89

Da bei den Dreikurbel-Maschinen sowohl das Cylinder-Volumenverhältniss $\frac{v_1}{v_2}$, als auch jenes $\frac{v_2}{V}$ meist zwischen den Grenzwerthen 0,25 und 0,75 liegt, so wird, wie aus dem Vorangeführten erhellt, bei widersinnischer Kurbelfolge die Füllung sowohl des Mitteldruck-Cylinders, als auch des Niederdruck-Cylinders eine einfache sein, während bei rechtsinnischer Kurbelfolge beide genannten Cylinder mit Nachfüllung arbeiten müssen. Der durch die Verschiedenheit der Kurbelfolge hervorgebrachte Unterschied in der Dampfvertheilung und in der Art der Spannungsänderungen ist aus den beiden theoretischen Diagrammen Fig. 19 und Fig. 20 ersichtlich. Dieselben sind für die dort angegebenen Spannungs- und Cylinder-Volumenverhältnisse, welch letztere einer gleichen Vertheilung der Arbeit auf alle drei Cylinder entsprechen, unter der Annahme $r_1 = v_1$ und $r_2 = v_2$ gezeichnet. Durch die stark gezogenen Linien sind die während der Füllungsperioden vor dem Hochdruck- und hinter dem Mitteldruck-Kolben, so wie vor dem Mitteldruck- und hinter dem Niederdruck-Kolben gleichzeitig stattfindenden Spannungsänderungen gekennzeichnet. Die bei den eminenten Punkten der Spannungslinien eingeschriebenen Zahlen geben die wirklichen Spannungen (Kgr pro qcm) an, wonach auch die Zusammengehörigkeit der gegenseitigen Kolbenpositionen leicht zu beurtheilen ist. Die Nachfüllung ist in Fig. 20 sowohl bei dem Mitteldruck-, als auch bei dem Niederdruck-Cylinder deutlich erkennbar, indem der fett gezogene Theil der unteren Linie des Diagrammes des Hochdruck- und des Mitteldruck-Cylinders zweitheilig ist.

Nach der bisherigen Praxis trachtet man dem Nachfüllen auszuweichen, aus welchem Grunde die Dreikurbel-Maschinen meist mit widersinnischer Kurbelfolge eingerichtet werden.

II. Zweikurbel-Maschinen ($w = 90^\circ$).

Bei dieser Gruppe der Dreicylinder-Maschinen mit dreimaliger Expansion bildet mit Rücksicht auf die Spannungsvorgänge und Füllungsverhältnisse der Hochdruck- mit dem Mitteldruck-Cylinder eine Receiver-Woolf-Maschine, und

der Mitteldruck- mit dem Niederdruck-Cylinder eine Zweicylinder-Compound-Maschine, sodass hier keine neuen Untersuchungen angestellt zu werden brauchen. Insoferne in Betreff des Mitteldruck-Cylinders unter ν das Verhältniss $\frac{v_1}{v_2}$ und unter r das Verhältniss $\frac{r_1}{v_2}$, ferner in Betreff des Niederdruck-Cylinders unter ν das Verhältniss $\frac{v_2}{V}$ und unter r das Verhältniss $\frac{r_2}{V}$ verstanden wird, haben dieselben Beziehungen Geltung, welche im § 36 für die Receiver-Woolf- und für die Zweicylinder-Compound-Maschinen abgeleitet wurden. Die Spannungsvorgänge in den einzelnen Cylindern sind aus dem theoretischen Diagramme Fig. 21 ersichtlich, welches in Betreff der Spannungen p, p_r und p' für dieselben Annahmen gezeichnet ist, wie die Diagramme Fig. 19 und Fig. 20.

§ 41.

Cylinder-Volumenverhältnisse bei den Dreicylinder-Maschinen.

Durch eine passende Annahme der Cylinder-Volumenverhältnisse kann auch bei den Dreicylinder-Maschinen verschiedenen Rücksichten entsprochen werden. Je nach dem Zwecke, dem die Maschine zu dienen hat, und je nach der Art ihrer Arbeitsweise (ob mit constanter oder veränderlicher Beanspruchung) wird zu entscheiden sein, welchen von diesen Rücksichten entweder ganz oder vorwiegend zu entsprechen ist. Von der Wahl dieser Verhältnisse wird zugleich auch der Kostenpreis und die Betriebsökonomie der Maschine abhängen.

Die folgenden Entwicklungen und Angaben gelten durchwegs unter der Voraussetzung, dass die Maschinen mit regelrechter Füllung sowohl des Mitteldruck-, als auch des Niederdruck-Cylinders arbeiten, dass somit ein Spannungsabfall beim Uebertritte des Dampfes aus dem einen in den anderen Cylinder vermieden wird. Die Entwicklungen sind der Einfachheit und Uebersichtlichkeit halber wieder nur für ideale Maschinen mit unendlich grossen Receivern durchgeführt. Für beschränkte Receiverräume, wobei sich die Berechnungen complicierter gestalten, werden bloss die Resultate angegeben, und zwar für die specielle, aber wohl passende Annahme: $r_1 = v_1$ und $r_2 = v_2$. Der Einfluss der schädlichen Cylinderräume, der Compression des Vorderdampfes u. s. w. wurden hierbei nicht berücksichtigt.

I. Dreikurbel-Maschinen ($w = 120°$).

Für die Dreikurbel-Maschinen kann an erster Stelle die Anforderung der gleichmässigen Vertheilung der Gesammtarbeit auf alle drei Cylinder gestellt werden.

Es bezeichne:

$\nu_1 = \frac{v_1}{V}$ das Volumenverhältniss des Hochdruck- zum Niederdruck-Cylinder

$\nu_2 = \frac{v_2}{V}$ „ „ „ „ Mitteldruck- „ „ „

$\frac{\nu_1}{\nu_2} = \frac{v_1}{v_2}$ „ „ „ „ Hochdruck- „ Mitteldruck-

$\frac{l_1}{l}$ die reducierte Füllung;

p_i', p_i'' und p_i''' die indicierten Spannungen bezw. des Hochdruck-, des Mitteldruck- und des Niederdruck-Cylinders;

$p_i = \nu_1 p_i' + \nu_2 p_i'' + p_i'''$ die auf den Kolben des Niederdruck-Cylinders bezogene indicierte Totalspannung;

p_e die Endspannung des im Niederdruck-Cylinder expandierten Dampfes;

p' die Vorderdampfspannung (Emissionsspannung) im Niederdruck-Cylinder.

Wenn das Volumen der beiden Receiver (r_1 und r_2) unendlich gross angenommen wird (wobei infolge der Unveränderlichkeit der Receiverspannungen während des ganzes Kolbenhubes die Kurbelfolge ohne Einfluss ist), so hat man:

$$\nu_1 p_i' = p_e \,\text{logn.}\, \frac{\nu_1}{\frac{l_1}{l}}$$

$$\nu_2 p_i'' = p_e \,\text{logn.}\, \frac{\nu_2}{\nu_1}$$

$$p_i''' = p_e \left(1 + \text{logn.}\, \frac{1}{\nu_2}\right) - p'$$

und die Summe

$$\nu_1 p_i' + \nu_2 p_i'' + p_i''' = p_i = p_e \left(1 + \text{logn.}\, \frac{1}{\frac{l_1}{l}}\right) - p'$$

Nach der obigen Forderung der gleichen Arbeitsvertheilung soll sein

$$\nu_1 p_i' = \nu_2 p_i'' = p_i''' = \frac{1}{3}\, p_i$$

Aus

$$\nu_1 p_i' = \frac{1}{3}\, p_i$$

d. i.

$$p_e \,\text{logn.}\, \frac{\nu_1}{\frac{l_1}{l}} = \frac{1}{3} \left\{ p_e \left(1 + \text{logn.}\, \frac{1}{\frac{l_1}{l}}\right) - p' \right\}$$

wird zuvörderst für die Bestimmung von ν_1 erhalten

$$\text{logn.}\, \nu_1 = \frac{1}{3} \left(1 - \frac{p'}{p_e}\right) + \frac{2}{3} \,\text{logn.}\, \frac{l_1}{l} \quad . \quad . \quad \text{a)}$$

Aus

$$\nu_2 p_i'' = \frac{1}{3}\, p_i$$

d. i.

$$p_e \,\text{logn.}\, \frac{\nu_2}{\nu_1} = \frac{1}{3} \left\{ p_e \left(1 + \text{logn.}\, \frac{1}{\frac{l_1}{l}}\right) - p' \right\}$$

folgt

$$\text{logn.}\, \nu_2 = \text{logn.}\, \nu_1 + \tfrac{1}{3} \left(1 - \frac{p'}{p_e}\right) - \frac{1}{3} \,\text{logn.}\, \frac{l_1}{l}$$

und nach Einführung des Werthes für logn. ν_1 aus Gl. a) erhält man für die Bestimmung von ν_2

$$\text{logn.}\, \nu_2 = \frac{2}{3} \left(1 - \frac{p'}{p_e}\right) + \frac{1}{3} \,\text{logn.}\, \frac{l_1}{l} \quad . \quad . \quad \text{b)}$$

Einfacher ergibt sich ν_2, falls das Verhältniss ν_1 zuerst berechnet wird, aus

$$\nu_1 p_i' = \nu_2 p_i''$$

d. i.

$$p_e \text{ logn. } \frac{\nu_1}{\frac{l_1}{l}} = p_e \text{ logn. } \frac{\nu_2}{\nu_1}$$

wonach unmittelbar erhalten wird

$$\nu_2 = \frac{\nu_1^2}{\frac{l_1}{l}} \quad . \quad . \quad b')$$

Für eine angenommene Expansions-Endspannung im Niederdruck-Cylinder $p_e = p \frac{l_1}{l}$ kann somit aus Gl. a) und b) bezw. aus b′) ν_1 und ν_2 leicht bestimmt werden.

Bei räumlich beschränkten Receivern muss auf die ungleichmässige Aenderung der Receiverspannungen Rücksicht genommen werden. Da sich hierbei unter sonst gleichen Verhältnissen die Receiverspannungen je nach der Kurbelfolge verschiedenartig ändern, werden sich die fraglichen Cylinder-Volumenverhältnisse anders für die widersinnische Kurbelfolge ergeben, als für die rechtsinnische. Die Ergebnisse der bezüglichen theils graphischen, theils analytischen Untersuchungen sind für die Annahmen $r_1 = v_1$ und $r_2 = v_2$, $p' = 0{,}2$ Atm. und $p_e = 0{,}6$, $0{,}5$ und $0{,}4$ Atm. in der nachfolgenden Tabelle zusammengestellt. Um den Einfluss der Receivergrösse deutlich zu machen, sind überall auch die Resultate der einfachen Beziehungen a), b) resp. b′) für r_1 und $r_2 = \infty$ eingeklammert angegeben. Nebst den Verhältnissen ν_1, ν_2 und $\frac{\nu_1}{\nu_2}$ enthält die Tabelle auch Angaben über die reduc. Füllung und über die beiläufigen Füllungen der einzelnen Cylinder.

Wie aus diesen Angaben zu ersehen ist, verlangt die gestellte Anforderung für den Mitteldruck-Cylinder ein verhältnissmässig sehr grosses Volumen, insbesondere bei der gewöhnlicheren widersinnischen Kurbelfolge, so dass erst bei 14 Atm. Admissions-Spannung und bei weit getriebener Expansion das Verhältniss ν_2 kleiner als $0{,}5$ sich ergibt. Sowohl mit Rücksicht auf die Maschinenkosten als auch mit Rücksicht auf die Betriebsökonomie wird nach der jetzigen Praxis das Volumen des Mitteldruck-Cylinders immer kleiner als das halbe Volumen des Niederdruck-Cylinders gemacht, und es muss die gleiche Arbeitsvertheilung auf die Cylinder in gebotenem Falle durch einen ansehnlichen Spannungsabfall beim Uebertritt des Dampfes aus dem Mitteldruck- in den Niederdruck-Cylinder herbeigeführt werden. Dreikurbel-Maschinen mit rechtsinnischer Kurbelfolge würden zwar ein kleineres Volumen für den Mitteldruck-Cylinder erfordern, müssten aber mit Nachfüllung sowohl des Mitteldruck- als auch des Niederdruck-Cylinders arbeiten.

Unter Zugrundelegung der tabellarischen Angaben wurden nachträglich zur Stichprobe Spannungsdiagramme für $p = 12$ Atm. und $p_e = 0{,}5$ Atm. gezeichnet und planimetriert, wobei die Richtigkeit der vorgenommenen Bestimmungsweise der Cylinder-Volumenverhältnisse sichergestellt wurde. Es sind dies die auf S. 120 u. 121 wiedergegebenen Diagramme Fig. 19 u. Fig. 20, welche untereinander verglichen zugleich den durch die Kurbelfolge (widersinnisch und rechtsinnisch) herbeigeführten Unterschied in den Spannungsvorgängen deutlich

Cylinder-Volumenverhältnisse bei den Dreikurbel-Condensator-Maschinen für gleiche Arbeitsvertheilung auf alle Cylinder ($w = 120°$).

		bei widersinnischer Kurbelfolge					bei rechtsinnischer Kurbelfolge				
	$p =$	8	9	10	12	14	8	9	10	12	14
Expansions-Endspannung $p_e = 0{,}6$ Atm.	$\nu_1 =$	—	—	0,19	0,17	0,16	0,25	0,23	0,22	0,20	0,18
		—	—	(0,19)	(0,17)	(0,16)	(0,22)	(0,21)	(0,19)	(0,17)	(0,15)
	$\nu_2 =$	—	—	0,73	0,68	0,64	0,64	0,62	0,60	0,58	0,55
		—	—	(0,61)	(0,58)	(0,55)	(0,66)	(0,64)	(0,61)	(0,58)	(0,55)
	$\frac{\nu_1}{\nu_2} =$	—	—	0,27	0,25	0,24	0,39	0,37	0,36	0,35	0,33
		—	—	(0,32)	(0,30)	(0,28)	(0,34)	(0,33)	(0,32)	(0,30)	(0,28)
	$\frac{l_1}{l} =$	—	—	0,060	0,050	0,043	0,075	0,067	0,060	0,050	0,043
	$\frac{l_1'}{l'} =$	—	—	0,31	0,29	0,28	0,30	0,29	0,27	0,25	0,23
	$X_1 =$	—	—	0,32	0,30	0,29	0,46	0,44	0,42	0,40	0,38
	$X_2 =$	—	—	0,73	0,68	0,65	0,79	0,77	0,74	0,72	0,68
Expansions-Endspannung $p_e = 0{,}5$ Atm.	$\nu_1 =$	—	0,18	0,17	0,15	0,14	0,22	0,21	0,19	0,18	0,16
		—	(0,18)	(0,17)	(0,15)	(0,13)	(0,19)	(0,18)	(0,17)	(0,15)	(0,13)
	$\nu_2 =$	—	0,67	0,65	0,60	0,57	0,59	0,57	0,55	0,53	0,51
		—	(0,57)	(0,55)	(0,52)	(0,49)	(0,59)	(0,57)	(0,55)	(0,52)	(0,49)
	$\frac{\nu_1}{\nu_2} =$	—	0,27	0,26	0,25	0,24	0,37	0,36	0,35	0,33	0,32
		—	(0,31)	(0,30)	(0,28)	(0,27)	(0,33)	(0,31)	(0,30)	(0,28)	(0,27)
	$\frac{l_1}{l} =$	—	0,056	0,050	0,042	0,036	0,063	0,056	0,050	0,042	0,036
	$\frac{l_1'}{l'} =$	—	0,31	0,30	0,28	0,26	0,28	0,27	0,26	0,24	0,22
	$X_1 =$	—	0,32	0,31	0,30	0,29	0,44	0,42	0,40	0,38	0,35
	$X_2 =$	—	0,67	0,66	0,61	0,59	0,73	0,71	0,68	0,65	0,63
Expansions-Endspannung $p_e = 0{,}4$ Atm.	$\nu_1 =$	0,17	0,15	0,14	0,12	0,11	0,19	0,17	0,16	0,15	0,14
		(0,16)	(0,15)	(0,14)	(0,12)	(0,11)	(0,16)	(0,15)	(0,14)	(0,12)	(0,11)
	$\nu_2 =$	0,60	0,58	0,55	0,51	0,48	0,53	0,51	0,50	0,48	0,46
		(0,51)	(0,50)	(0,48)	(0,45)	(0,43)	(0,51)	(0,50)	(0,48)	(0,45)	(0,43)
	$\frac{\nu_1}{\nu_2} =$	0,28	0,27	0,26	0,25	0,24	0,36	0,34	0,33	0,31	0,30
		(0,32)	(0,30)	(0,29)	(0,27)	(0,26)	(0,32)	(0,30)	(0,29)	(0,27)	(0,26)
	$\frac{l_1}{l} =$	0,050	0,044	0,040	0,033	0,029	0,050	0,044	0,040	0,033	0,029
	$\frac{l_1'}{l'} =$	0,30	0,29	0,28	0,27	0,26	0,27	0,26	0,24	0,23	0,21
	$X_1 =$	0,34	0,32	0,31	0,30	0,29	0,42	0,39	0,38	0,34	0,33
	$X_2 =$	0,61	0,59	0,57	0,53	0,50	0,65	0,63	0,62	0,59	0,57

erkennen lassen. Nach den unterhalb der Diagramme gezeichneten je drei Kreisen kann die diesfalls erforderliche verhältnissmässige Grösse der einzelnen Cylindervolumen, bezw. der Kolbenflächen beurtheilt werden.

Im Falle es auf eine gleiche Vertheilung der Arbeit auf die einzelnen Cylinder weniger ankommt, wird es zweckdienlich sein, behufs der Erzielung einer grösseren Gleichförmigkeit der Wellenumdrehung, die Volumenverhältnisse der Cylinder so zu bemessen, dass die summarisch auf die Kurbelzapfen übertragene Arbeit für bestimmte, gleich grosse Intervalle einer Wellenumdrehung gleich gross ausfalle. Bei den Dreikurbel-Maschinen kann man diese Intervalle passender Weise gleich einem Sechstel einer Wellenumdrehung annehmen. Wird bei der Ableitung der betreffenden Beziehungen vorläufig von dem Einflusse der Kolbengeschwindigkeit abgesehen und werden hierbei die beiden Receivervolumen unendlich gross angenommen, so gelangt man zu dem Schlusse, dass dieser Forderung für beiderlei Kurbelfolgen (widersinnisch und rechtsinnisch) vollkommen entsprochen werden kann, wenn

$$1) \qquad p_e = p'$$

ist, d. h. wenn bis auf die Emissionsspannung expandiert wird, und wenn gleichzeitig

$$2) \qquad \frac{1}{v_2} = \frac{v_2}{v_1} = \frac{v_1}{\frac{l_1}{l}} \text{ gemacht wird,}$$

d. h. wenn

$$v_2 = \sqrt[3]{\frac{l_1}{l}}$$

und

$$v_1 = v_2^2 = \sqrt[3]{\left(\frac{l_1}{l}\right)}$$

Alsdann ist auch

$$\frac{l_1}{l} = v_1 \, v_2 = v_2^3$$

$$\frac{l_1'}{l'} = \frac{\frac{l_1}{l}}{v_1} = v_2$$

$$X_1 = \frac{v_1}{v_2} = \frac{v_2^2}{v_2} = v_2$$

und

$$X_2 = v_2$$

d. h. die Füllungen der einzelnen Cylinder sind untereinander gleich, und zwar sind sie gleich dem Verhältnisse

$$v_2 = \frac{v_2}{V} = \sqrt[3]{\frac{l_1}{l}}$$

In diesem, wohl nur idealen Falle wird aber nicht nur die summarisch auf die Kurbelzapfen übertragene Arbeit für die nacheinander folgenden Sechstelumdrehungen der Welle gleich, sondern es wird gleichzeitig auch eine gleiche Arbeitsvertheilung auf die drei Cylinder erreicht. Es sind nämlich diesfalls die specifischen Arbeiten der drei Cylinder

$$\nu_1 p_i' = p_e \text{ logn. } \frac{\nu_1}{\frac{l_1}{l}} \text{(Hochdruck-Cylinder)}$$

$$\nu_2 p_i'' = p_e \text{ logn. } \frac{\nu_2}{\nu_1} \text{ (Mitteldruck-Cylinder)}$$

$$p_i''' = p_e \text{ logn. } \frac{1}{\nu_2} \text{ (Niederdruck-Cylinder)}$$

also wegen

$$\frac{1}{\nu_2} = \frac{\nu_2}{\nu_1} = \frac{\nu_1}{\frac{l_1}{l}}$$

alle drei Arbeiten einander gleich. Durch Summierung erhält man

$$p_i = \nu_1 p_i' + \nu_2 p_i'' + p_i''' = p_e \text{ logn. } \frac{1}{\frac{l_1}{l}}$$

wie es die Annahme $p_e = p'$ mit sich bringt.

In der Wirklichkeit wird beim Einhalten der Regel:

$$\frac{1}{\nu_2} = \frac{\nu_2}{\nu_1} = \frac{\nu_1}{\frac{l_1}{l}}$$

eine gleiche Vertheilung der Arbeit auf die Cylinder, falls die Receiver nicht übermässig gross gemacht werden, auch bei $p_e = p'$ nicht zu erreichen sein, hingegen wird die zweite Forderung (gleiche Vertheilung der Arbeit auf die Sextanten), insoferne von der Wirkung der bewegten Massen abgesehen und die Expansion des Dampfes recht weit getrieben wird, nahezu erfüllt. Mit Berücksichtigung der Wirkung des Beschleunigungsdruckes werden zwar nach der obigen Regel die Arbeiten in den einzelnen Sextanten einer Wellenumdrehung einigermassen von einander verschieden sein, eine nennenswerthe Correction durch Aenderung der Volumenverhältnisse ist aber nicht leicht zu erreichen, so dass die einfache Regel

$$\frac{1}{\nu_1} = \frac{\nu_2}{\nu_1} = \frac{\nu_1}{\frac{l_1}{l}}$$

für den practischen Gebrauch als ziemlich entsprechend angesehen werden kann.

Nach dieser Regel ergibt sich für annähernd gleiche Arbeitsvertheilung auf die Sextanten:

bei der reduc. Füll. $\frac{l_1}{l} =$	**0 100**	**0,080**	**0,070**	**0,060**	**0,050**	**0,040**	**0,030**	**0,020**
$\nu_2 = \frac{v_2}{V} =$	0,46	0,43	0,41	0,39	0,37	0,34	0,31	0,27
$\nu_1 = \frac{v_1}{V} =$	0,20	0,19	0,17	0,15	0,14	0,12	0,097	0,073
$\frac{\nu_1}{\nu_2} = \frac{v_1}{v_2} =$	0,46	0,43	0,41	0,39	0,37	0,34	0,31	0,27

Unter den in der neueren Zeit ausgeführten Schiffsmaschinen findet man zahlreiche, deren Cylinder-Volumenverhältnisse mit der angeführten Regel entweder ganz oder sehr nahe übereinstimmen. Bei diesen Verhältnissen wird, wie erwähnt, die Arbeitsvertheilung auf die Cylinder, falls (wie vorausgesetzt wurde) ohne Spannungsabfall gearbeitet wird, eine ungleiche sein. Wenn eine

bessere Vertheilung der Arbeit auf die drei Cylinder unter Vermeidung des Spannungsabfalles wünschenswerth erscheint, so kann man Mittelwerthe für die Cylindervolumen-Verhältnisse in Anwendung bringen, durch welche den beiden angegebenen Forderungen in gleichem Masse Rechnung getragen wird. Derart abgeleitete Mittelwerthe sind in der Hilfstabelle I. β B, S. 73 (unter b) angeführt.

Eine dritte Anforderung, welche für die Wahl der Cylinder-Volumenverhältnisse mitunter als massgebend aufgestellt wird, ist die des gleichen Temperaturgefälles in den einzelnen Cylindern. Darauf Bezügliches wird im nächsten Paragraph besprochen werden.

II. Zweikurbel-Maschinen ($w = 90°$).

Bei den Dreicylinder- als Zweikurbel-Maschinen mit um 90° verstellten Kurbeln wird meist gefordert, dass die beiden Kurbeln gleich grosse Arbeiten auf die Welle übertragen. Bei der gewöhnlichen Anordnung mit isoliertem Niederdruck-Cylinder muss letzterer die Hälfte der ganzen Arbeit liefern. Für (vorläufig) $r_2 = \infty$ hat man daher unter Benutzung der früheren Bezeichnungen

$$p_i''' = {}^1/_2\, p_i$$

zu setzen, d. i.

$$p_e\left(1 + \text{logn.}\,\frac{1}{v_2}\right) - p' = {}^1/_2 \left\{p_e\left(1 + \text{logn.}\,\frac{1}{\frac{l_1}{l}}\right) - p'\right\}$$

woraus zur Bestimmung von v_2 folgt:

$$\text{logn.}\; v_2 = {}^1/_2 \left(1 + \text{logn}\,\frac{l_1}{l} - \frac{p'}{p_e}\right)$$

Wird ausserdem noch verlangt, dass auch die Arbeiten der beiden, der anderen Kurbel angehörigen Cylinder untereinander gleich sind, so muss ferner

$$v_1\, p_i' = v_2\, p_i''$$

d. i.

$$p_e\,\text{logn.}\,\frac{v_1}{\frac{l_1}{l}} = p_e\,\text{logn.}\,\frac{v_2}{v_1}$$

oder

$$v_1 = \sqrt{v_2\,\frac{l_1}{l}}$$

Diese einfachen Beziehungen werden wieder (bei einiger Complication der betreffenden Entwicklung) modificiert, wenn man die endliche Grösse der Receiverräume in Betracht zieht.

Die Ergebnisse der bezüglichen Betrachtung für die Annahme $r_1 = v_1$, $r_2 = v_2$ und $p' = 0{,}2$ Atm. sind sammt den eingeklammerten Resultaten der obigen Formeln (für r_1 und $r_2 = \infty$) in der nachfolgenden Tabelle zusammengestellt, deren Einrichtung mit jener der vorangehenden für Dreikurbel-Maschinen (S. 128) übereinstimmt. Die Kurbelfolge ist bei den Zweikurbel-Maschinen ohne wesentlichen Einfluss.

Nach den Angaben dieser Tabelle ist das Diagramm Fig. 21 S. 122 für $p = 12$ Atm., $p_e = 0{,}5$ Atm., $p' = 0{,}2$ Atm., $V = 1$, $r_1 = v_1$ und $r_2 = v_2$ gezeichnet.

Dreicylinder-Maschinen mit zwei Kurbeln erfordern bei der angegebenen Arbeitsvertheilung (im Vergleiche mit den Dreikurbel-Maschinen) ein verhältnissmässig kleines Gesammtvolumen der Cylinder und der Receiver, und es dürften demzufolge bei denselben die Abkühlungsverluste kleiner sein, als bei den Dreikurbel-Maschinen. Weil ferner die Zweikurbel-Maschinen eben nur zwei Kurbeln

Cylinder-Volumenverhältnisse bei den Dreicylinder- als Zweikurbel-Condens.-Maschinen für gleiche Arbeitsvertheilung auf die Kurbeln bei gleich grosser Arbeit des Hochdruck- und des Mitteldruck-Cylinders ($w = 90°$).

	$p =$	8	9	10	12	14
Expansions-Endspannung $p_e = 0{,}6$ Atm.	$\nu_1 =$	0,14	$0{,}12_5$	0,12	0,10	0,090
		(0,17)	(0,15)	(0,14)	(0,13)	(0,11)
	$\nu_2 =$	0,50	0,47	0,44	0,39	0,36
		(0,38)	(0,36)	(0,34)	(0,31)	(0,29)
	$\frac{\nu_1}{\nu_2} =$	0,28	0,27	$0{,}26_5$	0,26	0,25
		(0,44)	(0,43)	(0,42)	(0,40)	(0,39)
	$\frac{l_1}{l} =$	0,075	0,067	0,060	0,050	0,043
	$\frac{l_1'}{l'} =$	0,55	0,53	0,52	0,50	0,48
	$X_1 =$	0,43	$0{,}42_5$	0,42	0,41	0,40
	$X_2 =$	0,50	0,47	0,44	0,40	0,37
Expansions-Endspannung $p_e = 0{,}5$ Atm.	$\nu_1 =$	0,12	0,11	0,10	0,086	0,076
		(0,15)	(0,13)	(0,12)	(0,11)	(0,10)
	$\nu_2 =$	0,43	0,40	0,38	0,34	0,31
		(0,34)	(0,32)	(0,30)	(0,28)	(0,26)
	$\frac{\nu_1}{\nu_2} =$	0,28	0,27	0,26	0,25	0,25
		(0,43)	(0,42)	(0,41)	(0,39)	(0,37)
	$\frac{l_1}{l} =$	0,063	0,056	0,050	0,042	0,036
	$\frac{l_1'}{l'} =$	0,53	0,52	0,50	0,49	0,47
	$X_1 =$	0,43	0,42	$0{,}41_5$	$0{,}40_5$	0,40
	$X_2 =$	0,43	0,41	0,39	0,35	0,32
Expansions-Endspannung $p_e = 0{,}4$ Atm.	$\nu_1 =$	0,097	0,088	0,082	0,070	0,061
		(0,12)	(0,11)	(0,10)	(0,088)	(0,076)
	$\nu_2 =$	0,36	0,34	0,32	0,29	0,26
		(0,29)	(0,27)	(0,26)	(0,24)	(0,22)
	$\frac{\nu_1}{\nu_2} =$	0,27	0,26	0,26	0,25	0,235
		(0,42)	(0,41)	(0,39)	(0,38)	(0,36)
	$\frac{l_1}{l} =$	0,050	0,044	0,040	0,033	0,029
	$\frac{l_1'}{l'} =$	0,52	0,50	0,49	0,48	0,47
	$X_1 =$	0,43	0,42	0,41	0,40	0,38
	$X_2 =$	0,37	0,35	0,33	0,30	0,27

(mit Zubehör) benöthigen, sind insbesondere ihre Anschaffungskosten namhaft kleiner. Sie eignen sich aber nur für eine möglichst constante Arbeitsleistung; eine bedeutendere Steigerung der Leistung über die normale, für welche die Maschine eingerichtet ist, lässt sich ohne einen Spannungsabfall beim Uebertritt des Dampfes aus dem Hochdruck- in den Mitteldruck-Cylinder kaum erreichen. Die angenommene gleichmässige Arbeitsvertheilung auf den Hochdruck- und Mitteldruck-Cylinder erfordert nämlich, wie die Angaben der Tabelle zeigen, einen sehr kleinen Hochdruck-Cylinder, welcher bei der Normalleistung der Maschine durchschnittlich mit etwa halber Füllung arbeiten muss, so dass bei einer weiteren Steigerung der Füllung dessen Arbeit zu klein wird. Einigermassen kann dadurch geholfen werden, dass man von vorhinein auf die Gleichheit der Arbeiten des Hochdruck- und des Mitteldruck-Cylinders verzichtet, und den ersteren etwas grösser macht, wodurch bei ungeändertem Werthe von ν_2 (d. h. bei ungeänderter Grösse des Mitteldruck-Cylinders) die gleichmässige Arbeitsvertheilung auf die beiden Kurbeln (worauf es hauptsächlich ankommt) keine Aenderung erleidet. Dem entsprechend sind in der Hilfstabelle I. β. C. S. 74 über die Volumenverhältnisse der Dreicylinder- als Zweikurbel-Maschinen neben den Verhältnissen ν_1 für die obige Anforderung in der vorletzten Spalte auch noch andere passend gewählte grössere Werthe von $\nu_1 = \frac{v_1}{V}$ angegeben, welche zwar eine etwas grössere Arbeit des Hochdruck-Cylinders, als jene des Mitteldruck-Cylinders bedingen, welche aber dafür kleinere Füllungen des Hochdruck-Cylinders gestatten.

1. Bemerkung. Die von einzelnen Fachmännern empfohlenen Anordnungen der Dreicylinder- als Zweikurbel-Maschinen mit isoliertem Mitteldruck-Cylinder, bezw. mit isoliertem Hochdruck-Cylinder, scheinen, insolange man an der gleichen Arbeitsvertheilung auf die beiden Kurbeln festhalten will, wenig Vortheile zu bieten. Im ersten Falle müsste der isolierte Mitteldruck-Cylinder, im zweiten sowohl dieser, als auch der (isolierte) Hochdruck-Cylinder ein unverhältnissmässig grosses Volumen erhalten, wie man sich durch entsprechende Theilungen eines einfachen Spannungs-Diagrammes leicht überzeugen kann. Bei der Anordnung mit isoliertem Hochdruck-Cylinder würde nebstdem die Vertheilung des Temperaturgefälles so ungünstig sein, dass dabei die Vortheile der dreimaligen Expansion zum grössten Theile verloren gehen würden.

2. Bemerkung. Behufs Erzielung einer besseren Gleichförmigkeit der Rotation kann bei dieser Gruppe der Dreicylinder-Maschinen eine ähnliche Anforderung gestellt werden, wie bei den Zweicylinder-Compound-Maschinen, dass nämlich für die gewöhnliche Verkuppelung der Cylinder (isolierter Niederdruck-Cylinder) die aus dem Dampf- und Beschleunigungs-Drucke resultierende Arbeit des Hochdruck- und des Mitteldruck-Cylinders in der ersten, plus jener des Niederdruck-Cylinders in der zweiten Hubhälfte gleich wird der bezeichneten Arbeit des Hochdruck- und des Mitteldruck-Cylinders in der zweiten, plus jener des Niederdruck-Cylinders in der ersten Hubhälfte. Der betreffende Calcul liefert folgende Resultate:

Ohne Rücksicht auf den Beschleunigungs-Druck, also mit alleiniger Berücksichtigung der Dampfwirkungen, wird dieser Anforderung entsprochen

bei $r_1 = r_2 = \infty$

wenn $\nu_2 = 1{,}218 \sqrt{\frac{l_1}{l}}$;

bei $r_1 = v_1$ und $r_2 = v_2$

wenn $\nu_2 = 1{,}487 \sqrt{\frac{l_1}{l}}$

ν_1 entfällt diesfalls aus der Rechnung und kann anderweitig entsprechend gemacht werden.

Man würde hiernach erhalten:

für $\frac{l_1}{l}$ =	0,100	0,080	0,070	0,060	0,050	0,040	0,030	0,020
bei $r_1 = r_2 = \infty$; $\nu_2 =$	0,38	0,35	0,33	0,30	0,27	0,24	0,21	0,17
bei $r_1 = r_1$ u. $r_2 = r_2$; $\nu_2 =$	0,46	0,41	0,38	0,35	0,32	0,29	0,25	0,20

Bei Annahme dieser Verhältnisse würde der Niederdruck-Cylinder für eine Expansions-Endspannung $p_e = 0{,}6$ bis $0{,}4$ Atm. eine namhaft grössere Arbeit liefern, als der Hochdruck- und der Mitteldruck-Cylinder zusammen. Sollte hierbei gleichzeitig auch die Arbeit des Hochdruck-Cylinders gleich sein jener des Mitteldruck-Cylinders, so müsste der erstere ein noch kleineres Volumen erhalten, als unter den zuerst besprochenen Verhältnissen, was nach dem dort Angeführten durchaus nicht zu empfehlen ist.

Würde man aber in der oben angeführten Weise die Wirkung des Beschleunigungs-Druckes mit berücksichtigen, so käme man auf noch kleinere Verhältnisse ν_2, als sie oben angegeben sind; man wird demnach um so mehr auf die Erfüllung der obigen Anforderung verzichten und den gewünschten Gleichförmigkeitsgrad der Rotation durch eine entsprechende Bemessung des Schwungrades nach Massgabe des betreffenden Kurbeldiagrammes zu erreichen trachten..

§ 42.

Volumenverhältnisse der Dreicylinder-Maschinen für gleiches Temperaturgefälle.

Für die Wahl der Cylindervolumina wird bei den Dreicylinder-Maschinen ausser einer bestimmten Arbeitsvertheilung sehr häufig auch eine gleichmässige Vertheilung der Dampftemperatur-Abnahme auf die einzelnen Cylinder als massgebend hingestellt und zu diesem Ende verlangt, dass das sog. Temperaturgefälle für alle drei Cylinder gleich gross ausfalle. Die Ableitung der dieser Anforderung entsprechenden Cylinder-Volumenverhältnisse wird ziemlich einfach, wenn wieder angenommen wird, dass die Spannungen in den beiden Receivern constant, d. i. dass die Receiver sehr gross sind.

Bezeichnet:

p die Admissionsspannung;

p_1, p_2 und p_e die Expansions-Endspannungen, bezw. im Hochdruck-, Mitteldruck- und Niederdruck-Cylinder;

p' die Emissionsspannung im Niederdruck-Cylinder,

so hat man bei der obigen Annahme, wenn die schädlichen Räume nicht berücksichtigt werden, für eine gegebene Expansions-Endspannung p_e

$$p_1 = \frac{p_e}{\nu_1}$$

$$\text{und } p_2 = \frac{p_e}{\nu_2}$$

Werden die den einzelnen Spannungen entsprechenden Temperaturen analog mit t, t_1, t_2, t_e und t' bezeichnet, so ist für gleiches Temperaturgefälle in den Cylindern zu setzen:

$$t - t_1 = t_1 - t_2 = t_2 - t'$$

wonach erhalten wird

$$t_1 = \frac{2\,t + t'}{3}$$

und

$$t_2 = \frac{t + 2\,t'}{3}$$

Hiernach bestimmt man t_1 und t_2 aus den zu p und p' (als gegebenen Grössen) gehörigen Temperaturen t und t'. Die zu diesen Temperaturen t_1 und t_2 zugehörigen Spannungen p_1 und p_2 sind in einer Dampftabelle leicht aufzufinden. Die fraglichen Volumenverhältnisse ergeben sich sodann gemäss Obigem

$$\nu_1 = \frac{p_e}{p_1}$$

und

$$\nu_2 = \frac{p_e}{p_2}$$

Diese Beziehungen liefern mit $p' = 0{,}2$ Atm.

	für $p =$	8	10	12	14
bei $p_e = 0{,}6$ Atm.	$\nu_1 =$	0,20	0,17	0,14	0,125
	$\nu_2 =$	0,66	0,59	0,52	0,49
bei $p_e = 0{,}5$ Atm.	$\nu_1 =$	0,17	0,14	0,12	0,105
	$\nu_2 =$	0,55	0,49	0,43	0,41
bei $p_e = 0{,}4$ Atm.	$\nu_1 =$	0,13	0,11	0,095	0,084
	$\nu_2 =$	0,44	0,39	0,35	0,33

Die so erhaltenen Werthe für ν_1 stimmen nahe mit jenen überein, welche bei Dreikurbel-Maschinen für die Anforderung einer thunlichst gleichförmigen Wellenumdrehung resultieren. Auch bei den Dreicylinder- als Zweikurbel-Maschinen sind die der Anforderung einer gleichen Arbeitsvertheilung auf den Hochdruck- und den Mitteldruck-Cylinder entsprechenden Werthe ν_1 für r_1 und $r_2 = \infty$ von den obigen nicht sehr verschieden. Hingegen weichen die hier angesetzten Werthe von ν_2 von denjenigen Werthen, welche anderweitigen Rücksichten entsprechen, namhaft ab. Es hat demnach keinen Anstand, in Betreff der Temperatur-Vertheilung zu fordern, dass im Hochdruck-Cylinder das Temperaturgefälle beiläufig den dritten Theil des Gesammtgefälles betrage, und diesem entsprechend ν_1 anzunehmen, während ν_2 ohne Rücksicht auf die Temperaturvertheilung im Mitteldruck- und Niederdruck-Cylinder den jeweiligen anderweitigen Umständen (nach dem Vorausgegangenen) anzupassen wäre. Ein gleiches Temperaturgefälle für alle drei Cylinder zu verlangen, erscheint hiermit nicht opportun.

Bei endlichen Receiverräumen wird das Temperaturgefälle insofern ein labiler Begriff, als die Vorderdampf-Temperatur Schwankungen erleidet, welche in einem einzelnen Cylinder erstlich ein Fallen und nachher wieder ein Steigen dieser Temperatur oder aber umgekehrt involvieren. Wenn man das effective, d. h. einer thatsächlichen Arbeitsabgabe entsprechende Temperaturgefälle

naturgemäss in Betracht ziehen wollte, so müsste man für die Bemessung dieses Temperaturgefälles die mittlere Temperatur des Füllungsdampfes und die mittlere Vorderdampf-Temperatur in Betracht ziehen, was jedoch wieder seine anderweitigen Mängel hätte. Man wird demnach für die Bemessung des Temperaturgefälles entweder die ideale Annahme unendlich grosser Receiver nach dem Vorangehenden zu machen haben oder aber von dem Temperaturgefälle als der Directive ganz abstrahieren können, zumal eine entsprechende Vertheilung der Dampfwirkungen auf die einzelnen Dampf-Cylinder im Allgemeinen stets auch eine annehmbare Vertheilung des Temperaturgefälles zur Folge haben wird.

3. KAPITEL.

Berechnung der indicierten Spannung für vorzügliche Mehrcylinder-Dampfmaschinen mit vollkommener Compression in jedem Cylinder bis zur Gegendampf-Spannung.

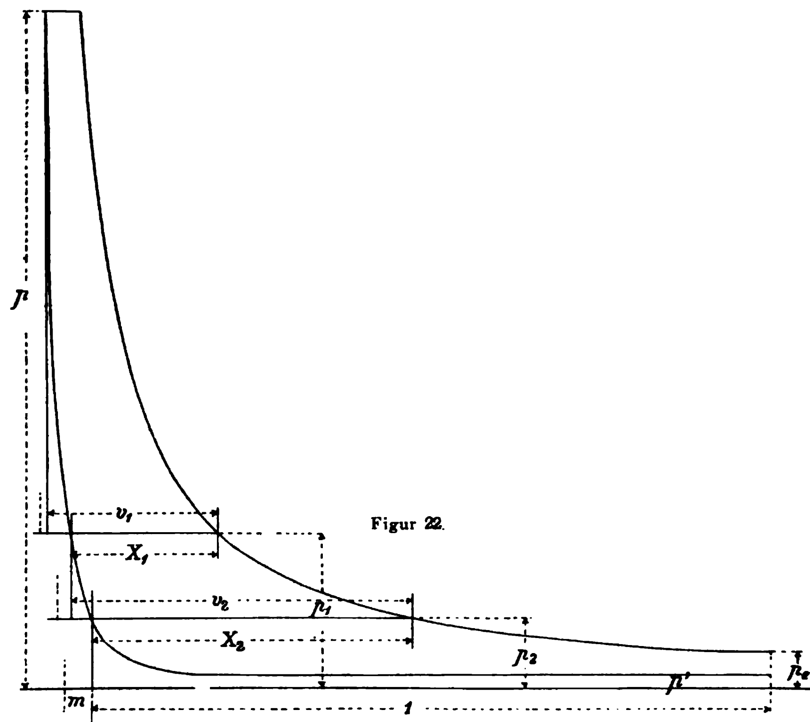
Von Professor A. Kàš.

§ 43.

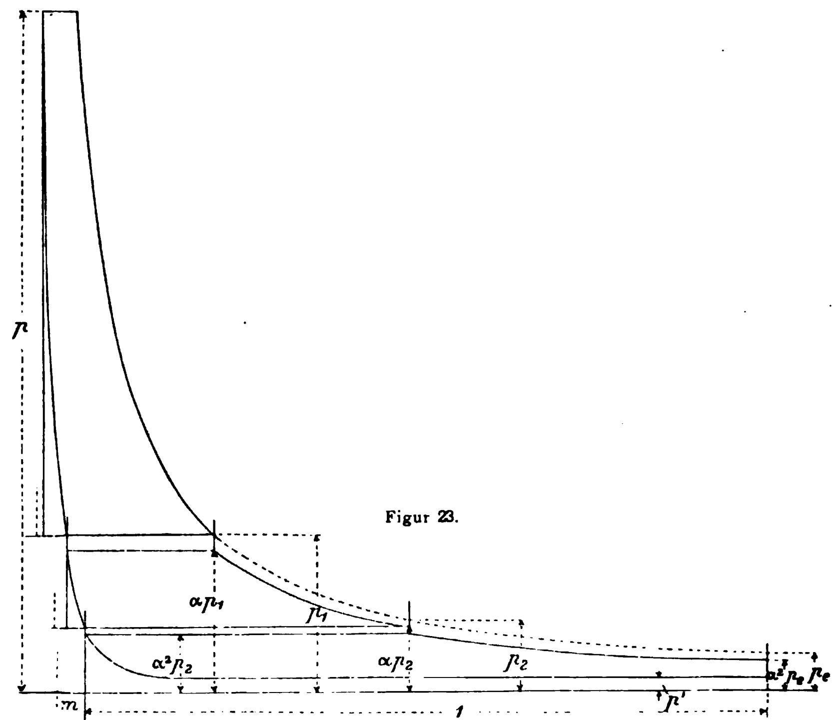
Wird bei den Mehrcylinder-Dampfmaschinen die Compression des Vorderdampfes in allen Cylindern bis auf die betreffende Gegendampfspannung vorausgesetzt, so ist bei regelrechter Füllung der nacheinander folgenden Expansions-Cylinder (behufs Vermeidung eines Spannungsabfalles) die Grösse der Receiver ohne Einfluss auf die Gesammtwirkung*) und man kann bei der Berechnung der indicierten Spannung die in den Receivern herrschenden Spannungen für den ganzen Kolbenhub unveränderlich annehmen, wobei in dem in Betracht kommenden Spannungsdiagramme die Ausströmungs- und die Einströmungs- (Füllungs-) Linien bei allen Cylindern horizontal ausfallen, was die Berechnung äusserst vereinfacht.

Bei vorzüglichen Dreicylinder-Maschinen mit durchgreifender Heizung aller Cylinder und Receiver mit frischem Kesseldampfe tritt bei rankinisierten Diagrammen die Expansionslinie merklich über die Mariotte'sche Vergleichungscurve, hingegen liegt fast immer die Füllungslinie der beiden Expansions-Cylinder etwas tiefer, als der zugehörige Theil der Ausströmungslinie des vorangehenden Cylinders, so dass zwischen beiden Linien eine Lücke, der sogen. Ueberströmungsspalt vorhanden ist. Nach zahlreich durchführten Vergleichungs-Rechnungen hat sich sowohl bei den Zweicylinder-, als auch bei den Dreicylinder-Maschinen, welche mit entsprechender Compression in allen Cylindern arbeiten, aus den Versuchsresultaten ergeben, dass man bei der Berechnung der indicierten Spannung zu ganz befriedigenden, mit der Wirklichkeit (namentlich mit Prof. Schröter's mustergiltigen Versuchen) sehr nahe übereinstimmenden Resultaten gelangt, wenn man annimmt, dass diesfalls der durch die Ueberströmung hervorgerufene Effectverlust durch den Effectgewinn infolge der günstigeren Expansionscurve geradezu paralysiert wird. Demzufolge kann man für die Berechnung der indicierten Spannung

*) Bei fehlender oder unansehnlicher Compression des Vorderdampfes ist die Grösse der Receiver insofern von Einfluss auf die Gesammt-Dampfwirkung, als dabei Spannungsverluste infolge der Mischung des Receiverdampfes mit dem im schädlichen Raume vorhandenen (minder gespannten) Dampfe entstehen, welche um so bedeutender werden, je kleiner die Receiver, und je grösser die schädlichen Räume sind.



Figur 22.



Figur 23.

von vorzüglichen Dreicylinder-Maschinen mit durchgreifender Heizung aller Cylinder und Receiver mit frischem Kesseldampfe und mit Compression des Vorderdampfes in allen Cylindern bis zu der jeweiligen Anfangsspannung das in Fig. 22 dargestellte theoretische Spannungsdiagramm zu Grunde legen, und demgemäss die Berechnung vornehmen, wie folgt.

Es bezeichne wie früher:

p die absolute Admissionsspannung;

p' die Emissionsspannung im Niederdruck-Cylinder;

p_i die summarische, auf die Kolbenfläche des Niederdruck-Cylinders bezogene indicierte Spannung;

$\frac{l_1}{l}$ die reducierte Füllung;

ν_1 und ν_2 die Volumenverhältnisse, bezw. des Hochdruck- und des Mitteldruck-Cylinders zu dem Niederdruck-Cylinder;

ferner für den Hochdruck-, Mitteldruck- und Niederdruck-Cylinder bezw.

p_1, p_2, p_e die Expansions-Endspannungen;

p_i', p_i'', p_i''' die indicierten Spannungen;

$\frac{l_1'}{l'}$, X_1, X_2 die Füllungen;

m', m'', m die relative Grösse der schädlichen Räume (jeder auf den betreffenden Cylinder bezogen).

Für die Bestimmung der Spannungen p_1, p_2 und p_e sind nach dem Mariotte'schen Gesetze die folgenden drei Beziehungen massgebend:

$$1.\quad p\,\nu_1\left(\frac{l_1'}{l'}+m'\right)=p_1\,\nu_1\,(1+m');$$

$$2.\quad p_1\,\nu_2\,(X_1+m'')=p_2\,\nu_2\,(1+m'');$$

$$3.\quad p_2\,(X_2+m)=p_e\,(1+m).$$

Wegen der angenommenen Compression bis zur Anfangsspannung ist

$$\left.\begin{aligned} &p\,\nu_1\,\frac{l_1'}{l'}=p_1\,\nu_2\,X_1=p_2\,X_2\\ \text{ferner ist auch}\quad &p\,\nu_1\,\frac{l_1'}{l'}=p\,\frac{l_1}{l}\end{aligned}\right\}\quad\ldots\text{A)}$$

Hieraus ergibt sich für die genannten Spannungen

$$\left.\begin{aligned} p_1&=\frac{p\left(\frac{l_1}{l}\,\frac{1}{\nu_1}+m'\right)}{1+m'}\\ p_2&=\frac{p\,\frac{l_1}{l}\,\frac{1}{\nu_2}+p_1\,m''}{1+m''}\\ p_e&=\frac{p\,\frac{l_1}{l}+p_2\,m}{1+m}\end{aligned}\right\}\quad\ldots\text{B)}$$

Weil die Compression in dem Hochdruck- und Mitteldruck-Cylinder bei demselben Spannungsgefälle vor sich geht, wie die Expansion, so ist unter Beachtung der Beziehungen A):

$$\nu_1\,p_i'=p\,\frac{l_1}{l}\,\text{logn.}\,\frac{p}{p_1}$$

$$\nu_2\,p_i''=\nu_2\,p_1\,X_1\,\text{logn.}\,\frac{p_1}{p_2}=p\,\frac{l_1}{l}\,\text{logn.}\,\frac{p_1}{p_2}$$

Für den Niederdruck-Cylinder ergibt sich aber, wie leicht abzuleiten ist,

$$p_i''' = p \frac{l_1}{l}\left(1 + \text{logn.} \frac{p_2}{p_e}\right) + p_2 m \left(1 - \text{logn.} \frac{p_e}{p'}\right) - p' (1 + m)$$

somit erhält man durch Summierung dieser drei Grössen

$$p_i = p \frac{l_1}{l}\left(1 + \text{logn.} \frac{p}{p_e}\right) + p_2 m \left(1 - \text{logn.} \frac{p_e}{p'}\right) - p' (1 + m) \quad . \quad . \; \text{C)}$$

Insofern unter p_2 die Expansions-Endspannung in dem vorletzten Cylinder verstanden wird, hat die Gl. C) unter den gemachten Voraussetzungen allgemeine Giltigkeit, sie gilt sowie für Dreicylinder-Maschinen, auch für Vier- und Mehrcylinder-Maschinen, aber auch für Zweicylinder-Maschinen.

Bei unvollständiger, bezw. nur partieller Heizung (jedenfalls des Hochdruck-Cylinders) sind die beiden Ueberströmungsspalten infolge der bei dem Uebertritte des Dampfes aus dem einen in den anderen Cylinder stattfindenden Abkühlung bedeutend grösser, als in dem vorbesprochenen Falle der durchgreifenden Heizung, und es liegt in dem rankinisierten Diagramme die Expansionscurve des Mitteldruck- und des Niederdruck-Cylinders stets unter der Mariotte'schen Vergleichungscurve. Durch Einführung eines nach den einwirkenden Umständen (hauptsächlich nach der Art der Heizung) passend gewählten Spannungsverminderungs-Grades für die in dem Mitteldruck- und in dem Niederdruck-Cylinder zur Wirkung kommenden Füllungsspannungen kann auch für solche Fälle die indicierte Spannung nach dem früheren Vorgange verhältnissmässig einfach und den thatsächlichen Verhältnissen entsprechend bestimmt werden. Wird der Spannungs-Verminderungsgrad α (< 1) für den Mitteldruck- und für den Niederdruck-Cylinder gleich gross angenommen, d. h. wird angenommen, dass die infolge der Abkühlung bei dem Uebertritt hervorgerufenen Spannungsverluste proportional den Füllungsspannungen sind, so gelangt man an der Hand des Diagramms Fig. 23 zu dem folgenden Ausdrucke für die indicierte Spannung:

$$p_i = p \frac{l_1}{l}\left(\alpha^2 + \text{logn.} \frac{p}{p_1} + \alpha \,\text{logn.} \frac{p_1}{p_2} + \alpha^2 \,\text{logn.} \frac{p_2}{p_e}\right) + \alpha^2 p_2 m \left(1 - \text{logn.} \frac{\alpha^2 p_e}{p'}\right) - p' (1 + m) \quad . \quad . \; \text{D)}$$

in welchen Ausdruck wie zuvor laut B) einzusetzen ist

$$p_1 = \frac{p\left(\frac{l_1}{l} \cdot \frac{1}{\nu_1} + m'\right)}{1 + m'}$$

$$p_2 = \frac{p \frac{l_1}{l} \cdot \frac{1}{\nu_2} + p_1 m''}{1 + m''}$$

$$p_e = \frac{p \frac{l_1}{l} + p_2 m}{1 + m}$$

Diesem gemäss behalten die drei Spannungen p_1, p_2 und p_e die Werthe aus dem vorhergehenden Falle der durchgreifenden Heizung. Die thatsächlichen Expansions-Endspannungen und nachherigen Einströmungs-Spannungen in den einzelnen Cylindern gestalten sich aber bei nur partieller Heizung (etwa bloss des Hochdruck-Cylinders) nach Fig. 23 wie folgt:

p_1 die Expansions-Endspannung im Hochdruck-Cylinder;
αp_1 die Einströmungs-Spannung } im Mitteldruck-Cylinder;
αp_2 die Expansions-Endspannung }
$\alpha^2 p_2$ die Einströmungs-Spannung } im Niederdruck-Cylinder.
$\alpha^2 p_e$ die Expansions-Endspannung }

Wie bereits erwähnt, ist das Vorhergehende auch für die Zweicylinder-Maschinen wohl anwendbar. Die Ausdrücke C) und D) für die indicierte Spannung gestalten sich diesfalls wie folgt:

erstlich für vorzügliche Zweicylinder-Maschinen mit durchgreifender Heizung der Cylinder und der Receiver mit frischem Kesseldampfe

$$p_i = p\frac{l_1}{l}\left(1 + \text{logn.}\frac{p}{p_e}\right) + p_1 m\left(1 - \text{logn.}\frac{p_e}{p'}\right) - p'(1+m) \quad . \quad . \; C')$$

$$\text{hierbei } p_1 = \frac{p\left(\frac{l_1}{l}\frac{1}{\nu_1} + m'\right)}{1+m'}$$

$$\text{und (da } p_2 \text{ in } p_1 \text{ übergeht) } p_e = \frac{p\frac{l_1}{l} + p_1 m}{1+m}$$

zweitens für Zweicylinder-Maschinen mit unvollständiger (partieller) Heizung (etwa bloss des Hochdruck-Cylinders)

$$p_i = p\frac{l_1}{l}\left(\alpha + \text{logn.}\frac{p}{p_1} + \alpha\,\text{logn.}\frac{p_1}{p_e}\right) + \alpha p_1 m\left(1 - \text{logn.}\frac{\alpha p_e}{p'}\right) - p'(1+m) \; . \; D')$$

mit denselben, oben angegebenen Werthen von p_1 und p_e.

In den nachfolgenden Tabellen sind die Resultate obiger Formeln sowohl für Zweicylinder-Maschinen (mit Condensation und mit Auspuff), als auch für Dreicylinder-Condensations-Maschinen unter der Annahme passender Durchschnittswerthe für die Cylinder-Volumenverhältnisse, 4% schädliche Räume, und zwar mit

$p' = 1{,}15$ Atm. bei Auspuff-Maschinen und
$p' = 0{,}2$ Atm. bei Condensations-Maschinen

angegeben. Soweit man aus dem vorhandenen Versuchsmateriale schliessen kann, darf man den Spannungs-Verminderungsgrad α*) für Maschinen mit unvollständiger Heizung im Mittel bewerthen:

$\alpha = 0{,}96$ bei den Zweicylinder-Maschinen und
$\alpha = 0{,}90$ bei den Dreicylinder-Maschinen,

welche Werthe für die Bestimmung von p_i in Rechnung genommen wurden.

*) Dieser Spannungsverminderungsgrad α ist mit jenem ζ in § 39 nicht zu verwechseln; durch ζ wird nur dem Spannungsverluste bei dem Dampfübertritte (durch Reibung und Abkühlung) Rechnung getragen, und ist nebenbei die geringere Expansionswirkung des übertretenen Dampfes bei mangelnder Cylinderheizung anderweitig berücksichtigt; bei den Dreicylinder-Maschinen betrifft ferner ζ den summarischen (concentrierten) Spannungsverlust während der beiden Dampfübertritte. Hingegen wird hier durch α den beiden genannten Momenten zugleich Rechnung getragen, und bei den Dreicylinder-Maschinen betrifft α jeden der beiden Dampfübertritte an und für sich.

Werthe der indicierten Spannungen p_i vorzüglicher Mehrcylinder-Maschinen mit vollkommener Compression.

A. Bei partieller Heizung (jedenfalls des Hochdruck-Cylinders).

a) Zweicylinder-Condensator-Maschinen.

reduc. Füll. $\frac{l_1}{l}$ =	0,25	0,20	0,15	0,125	0,10	0,08	0,07	0,06	0,05	0,04
$p = 5$	2 316	2,049	1,713	1,514	1,287	1,083	0,971	0,851	0,724	—
$5^1/_2$	2,542	2,253	1,890	1,674	1,428	1,205	1,082	0,952	0,814	—
6	2,767	2,458	2,068	1,835	1,568	1,327	1,194	1,053	0,904	0,738
$6^1/_2$	2,972	2,648	2,234	1,986	1,702	1,444	1,302	1,151	0,989	0,812
7	3,177	2,837	2,401	2,137	1,836	1,561	1,410	1,248	1,075	0,886
$7^1/_2$	3,382	3,026	2,567	2,289	1,969	1,678	1,517	1,345	1,161	0,959
8	3,587	3,215	2,733	2,440	2,103	1,795	1,625	1,443	1,246	1,033
$8^1/_2$	3,784	3,398	2,895	2,587	2,234	1,909	1,730	1,538	1,331	1,105
9	3,981	3,581	3,056	2,735	2,364	2,023	1,836	1,634	1,416	1,178
$9^1/_2$	4,178	3,764	3,218	2,882	2,495	2,138	1,941	1,730	1,501	1,251
10	4,374	3,946	3,379	3,030	2,625	2,252	2,047	1,825	1,585	1 324

b) Zweicylinder-Auspuff-Maschinen.

reduc. Füll. $\frac{l_1}{l}$ =	0,25	0,20	0,15	0,125	0,10	0,08
$p = 8$	3,101	2,620	2,031	1,687	1,299	—
$8^1/_2$	3,343	2,838	2,219	1,856	1,447	—
9	3,585	3,056	2,407	2,025	1,595	—
$9^1/_2$	3,827	3,275	2,595	2,194	1,743	—
10	4,069	3,493	2,782	2,363	1,890	1,465
11	—	3,910	3,145	2,691	2,179	1,716
12	—	4,328	3,507	3,020	2,467	1,967

c) Dreicylinder-Condensator-Maschinen.

reduc. Füll. $\frac{l_1}{l}$ =	0,10	0,08	0,07	0,06	0,05	0,04	0,03	0,025
$p = 8$	2,032	1,736	1,573	1,398	1,207	1,000	0,771	—
$8^1/_2$	2,158	1,847	1,675	1,490	1,289	1,071	0,829	—
9	2,284	1,958	1,777	1,582	1,371	1,141	0,887	—
$9^1/_2$	2,410	2,068	1,879	1,674	1,454	1,212	0,944	—
10	2,536	2,179	·1,981	1,767	1,536	1,283	1,002	0,849
11	—	2,399	2,184	1,951	1,699	1,424	1,117	0,950
12	—	2,619	2,386	2,135	1,863	1,564	1,232	1,051
13	—	2,839	2,589	2,319	2,026	1,705	1,347	1,152
14	—	3,058	2,792	2,504	2,190	1,846	1,462	1,252

Werthe der indicierten Spannung p_i vorzüglicher Mehrcylinder-Maschinen mit vollkommener Compression.

B. Bei durchgreifender Heizung der Cylinder und Receiver.

a) Zweicylinder-Condensator-Maschinen.

reduc. Füll. $\frac{l_1}{l} =$	0,25	0,20	0,15	0,125	0,10	0,08	0,07	0,06	0,05	0,04
$p = 5$	2,602	2,282	1,893	1,667	1,413	1,186	1,063	0,931	0,792	—
$5^1/_2$	2,861	2,514	2,091	1,845	1,568	1,320	1,185	1,042	0,889	—
6	3,120	2,746	2,290	2,023	1,723	1,454	1,308	1,152	0,986	0,807
$6^1/_2$	3,359	2,964	2,478	2,193	1,872	1,583	1,426	1,259	1,080	0,888
7	3,599	3,181	2.666	2,363	2,021	1,712	1,545	1,366	1,175	0,968
$7^1/_2$	3,839	3,399	2,854	2,533	2,169	1,842	1,663	1,473	1,269	1,049
8	4,079	3,617	3,042	2,703	2,318	1,971	1,782	1,580	1,364	1,130
$8^1/_2$	4,309	3,827	3,225	2,868	2,463	2,098	1,898	1,685	1,456	1,209
9	4,539	4,037	3,407	3,033	2,608	2 224	2,014	1,789	1,549	1,288
$9^1/_2$	4,769	4,247	3,590	3,199	2,753	2,351	2,130	1,894	1 641	1,367
10	4,999	4,457	3,773	3,364	2,898	2,477	2,246	1,999	1,734	1,446

b) Zweicylinder-Auspuff-Maschinen.

reduc. Füll. $\frac{l_1}{l} =$	0,25	0,20	0,15	0,125	0,10	0,08
$p = 8$	3,563	2,997	2,323	1,935	1,504	—
$8^1/_2$	3,842	3,246	2,534	2,124	1,668	—
9	4,122	3,494	2,745	2,313	1,832	—
$9^1/_2$	4,401	3,743	2,956	2,502	1,996	—
10	4,681	3,992	3,167	2,691	2,159	1,686
11	—	4,476	3,581	3,061	2,482	1,966
12	—	4,959	3,994	3,432	2,805	2,245

c) Dreicylinder-Condensator-Maschinen.

reduc. Füll. $\frac{l_1}{l} =$	0,10	0,08	0,07	0,06	0,05	0,04	0,03	0,025
$p = 8$	2,363	2,005	1,810	1,602	1,380	1,141	0,879	—
$8^1/_2$	2,515	2,136	1,930	1,711	1,476	1,222	0,945	—
9	2,666	2,268	2,051	1,819	1,571	1,304	1,011	—
$9^1/_2$	2,818	2,399	2,171	1,927	1,667	1,385	1,077	—
10	2,970	2,531	2,291	2,036	1,762	1,467	1,143	0,968
11	—	2,789	2,528	2,249	1,951	1,628	1,273	1,082
12	—	3,048	2,765	2,463	2,139	1,789	1,404	1,196
13	—	3,307	3,002	2,677	2,328	1,950	1,534	1,310
14	—	3,565	3,239	2,890	2,516	2,111	1,665	1,424

IV. ABSCHNITT.

Ableitung der Relationen für die Ausmittlungen bei Dampfmaschinen einschliesslich des Dampf-Consums.

Dieser vorwiegend theoretische Abschnitt ist gleichwohl auch für die eigentliche Anwendung behufs eingehenderen Verständnisses zu beachten, weshalb hierin Einiges aus dem Vorhergehenden recapituliert wird, so dass namentlich § 45 und § 46 gewissermassen einen kurzen Auszug aus dem II. und III. Abschnitt bildet, insoweit dies für Diejenigen, die sich mit der eigentlichen Theorie nicht befassen wollen, angezeigt erscheint. (Die kleingedruckte Partie des § 52 darf hierbei nur flüchtig durchgeblickt werden.)

Die hier zur Sprache kommenden „Tabellen" (zum Theoret. Theile) sind besonders und zwar mit fetten Ziffern paginiert und bei Berufungen sind die Seitenzahlen derselben ebenfalls fett gedruckt.

1. KAPITEL.

Bezeichnungen.

§ 44.

Die nachfolgend zusammengestellten Bezeichnungen sind der Uebersichtlichkeit halber zum Theile aus dem Früheren recapituliert. Die am Schlusse dieses § („Zusatz") in Kleindruck angeführten Bezeichnungen sind wohl für den Zweck des Verständnisses der „Theoretischen Tabellen" zur Kenntniss zu nehmen, brauchen jedoch behufs der eigentlichen practischen Anwendung nicht beachtet zu werden.

$\mathfrak{A}$ der atmosphärische Druck $= 10\,000$ Kgr. pro Qu.-Met. (d. i. 1 Kgr. pro Qu.-Ctm. für die „metrische" oder „neue" Atmosphäre, welche bei den folgenden numerischen Daten ausschliesslich in Betracht kommt);
p_0 die absolute Kesselspannung in Atmosphären;
p die (mittlere) absolute Admissions-Spannung in Atmosphären;
p_2 die absolute Admissions-Endspannung (zugleich Expansions-Anfangsspannung) in Atmosphären;
ϑ die Grösse der Drosslung in dem Sinne, dass $p_2 = (1 - \vartheta)\,p$;
p' die (mittlere) absolute Emissions-(Ausströmungs-)Spannung in Atmosphären;
O die wirksame Kolbenfläche (mit Beachtung des Kolbenstangen-Querschnittes) in Quadrat-Metern;
D der Kolbendurchmesser in Meter;
l der Kohlenhub in Meter;
l_1 der Kolbenweg im Momente der Absperrung auf der Admissionsseite, also
$\frac{l_1}{l}$ das Füllungsverhältniss oder schlechtweg die „Füllung"; in analoger Weise:
l_2 der Kolbenweg im Momente der Absperrung auf der Emissionsseite, also
$\frac{l_2}{l}$ das Emissions- oder Ausströmungs-Verhältniss, durch welches insbesondere der Compressionsgrad bedingt wird.

Bei den Zweicylinder-Maschinen (Woolf- und Compound-Maschinen, welche hier stets und ausschliesslich mit rechtzeitiger Absperrung des Expansions-Cylinders behufs möglichster Vermeidung des Spannungsabfalls, also mit „Doppelsteuerung" gemeint sind) beziehen sich O, D, l auf den Expansions-Cylinder und bezeichnen O', D', l' die gleichartigen Grössen für den Hochdruck-Cylinder. Es ist ferner:

$v = O'l'$ (Volumen des Hochdruck-Cylinders);
$V = Ol$ (Volumen des Expansions-Cylinders);
$\nu = \frac{v}{V}$ das Cylinder-Volumenverhältniss;
$\frac{l_1'}{l'}$ die Füllung des Hochdruck-Cylinders;
$\frac{l_1}{l}$ die (auf den Expansions-Cylinder) „reducierte", dem totalen (nominellen) Expansionsgrade entsprechende Füllung, derart, dass

$$\frac{l_1}{l} = \frac{l_1'}{l'} \frac{v}{V};$$

X die wirkliche (mit Rücksicht auf die Vermeidung des Spannungsabfalls bemessene) Füllung des Expansions-Cylinders;
$R = r\,V$ das Receiver-Volumen.

Bei den Dreicylinder-Maschinen betreffen in gleicher Weise O, D, l den Niederdruck-Cylinder, O', D', l' den Hochdruck-Cylinder.

Es ist ferner:
$V = Ol$ das Volumen des Niederdruck-Cylinders,
$v_1 = \nu_1 V$ „ „ „ Hochdruck- „ ,
$v_2 = \nu_2 V$ „ „ „ Mitteldruck- „ ;
$R_1 = r_1 V$ das Volumen des 1. Receivers (zwischen v_1 und v_2),
$R_2 = r_2 V$ „ „ „ 2. „ (zwischen v_2 und V);
$\frac{l_1}{l}$ die (auf den Niederdruck-Cylinder) „reducierte" Füllung;
$\frac{l_1'}{l'}$ die Füllung des Hochdruck-Cylinders,
X_1 „ „ „ Mitteldruck- „ ,
X_2 „ „ „ Niederdruck- „ .

p_i die mittlere (indicierte) Spannungs-Differenz oder die indicierte Spannung;
f und f' die beiden Spannungs-Coëfficienten für die indicierte Spannung

$$p_i = fp - f'p',$$

also f der Coëfficient der Admissions-Spannung, f' jener der Emissions-Spannung, wobei f insbesondere von der Füllung $\frac{l_1}{l}$ und f' von dem Ausströmungs-Verhältnisse $\frac{l_2}{l}$, d. i. von dem jeweiligen Compressionsgrade abhängt.

Bei den Zweicylinder- und Dreicylinder-Maschinen bezeichnet p_i die (ideale) auf den Niederdruck-Cylinder bezogene „indicierte Spannung", d. h. die summarische auf diesen Cylinder reducierte mittlere Spannungs-Differenz von beiden, bezw. von allen drei Cylindern, und wird (ein entsprechendes Cylinder-Volumenverhältniss vorausgesetzt) ebenfalls mittelst $p_i = fp - f'p'$ bestimmt.

n die Umgangs- oder Touren-Zahl (Doppelhubzahl) in der Minute;
c die (auf die Sekunde bezogene) mittlere Kolbengeschwindigkeit in Meter;
N_i die zu p_i gehörige indicierte Leistung (an dem Dampfkolben) bei der Kolbengeschwindigkeit c, und zwar in Pferdekräften à 75 Met.-Kgr., somit
$\frac{N_i}{c}$ die indicierte Leistung pro 1 Met. Kolbengeschwindigkeit (kurzweg die indicierte Leistung pro Meter);
N_n die Netto- oder Nutzleistung (an der Maschinenwelle) bei der Kolbengeschwindigkeit c (in Pferdekraft wie N_i), somit
$\frac{N_n}{c}$ die Netto- oder Nutzleistung pro 1 Meter Kolbengeschwindigkeit (kurz die Nettoleistung pro Meter);

p_n die zu N_n gehörige Nutzspannung, d. i. diejenige ideale mittlere Dampf-Spannungs-Differenz, welche zur Erzielung der Leistung N_n an dem Dampfkolben (anstatt p_i) zu äussern wäre, wenn absolut keine passiven Widerstände (in welche übrigens bei Condensator-Maschinen auch der Widerstand der Luftpumpe und der etwa vorhandenen Kaltwasserpumpe einbezogen wird) vorhanden wären;

$\eta = \frac{N_n}{N_i} = \frac{p_n}{p_i}$ der (sogen. „indicierte") Wirkungsgrad der Dampfmaschine;

r_0 die auf den Kolben reducierte, dem Leergange entsprechende Widerstandsspannung (indicierte Spannung des Leerganges), bei Condensator-Maschinen mit Einschluss des Widerstandes der Luftpumpe und der etwaigen Kaltwasserpumpe;

N_0 die zu r_0 gehörige (indicierte) Leergang-Leistung,

$\frac{N_0}{c}$ dieselbe pro 1 Meter Kolbengeschwindigkeit;

$N_i - N_0$ bezw. $\frac{N_i}{c} - \frac{N_0}{c}$ die durch den Indicator nachweisbare Leistungsdifferenz;

μ der Coëfficient der sogen. „zusätzlichen Reibung", so dass zu der Leergangs-Widerstandsspannung r_0 bei der belasteten Maschine der Betrag μp_n additiv hinzukommt, dass also $p_n = p_i - (r_0 + \mu p_n)$;

m der Coëfficient für den schädlichen Raum, dessen absolute Grösse $= m O l$;

σ das specifische Gewicht (pro Cub.-Met.) des Admissionsdampfes in Kgr. (zu p gehörig);

σ' das specifische Gewicht (pro Cub.-Met.) des Emissionsdampfes in Kgr. (zu p' gehörig);

Q' der nutzbare Dampfverbrauch
Q'' der Abkühlungsverlust
Q''' der Dampflässigkeitsverlust
} pro Stunde in Kgr. (vorübergehend);

C_i' der nutzbare Dampfverbrauch
C_i'' der Abkühlungsverlust
C_i''' der Dampflässigkeitsverlust
} pro indicierte Pferdekraft und Stunde in Kgr.;

$C_i = C_i' + C_i'' + C_i'''$ der summarische Dampf-Consum pro indicierte Pferdekraft und Stunde in Kgr. (in der Maschine allein, also abgesehen von dem Verluste in der Dampfleitung und von dem aus dem Kessel mitgerissenen Wasser);

$C_n = \frac{1}{\eta} C_i = \frac{N_i}{N_n} C_i$ der summarische Dampf-Consum pro Netto-Pferdekraft und Stunde in Kgr. (in der Maschine allein, wie C_i).

Zusatz. Ausser den die Absperrung betreffenden relativen Kolbenwegen $\frac{l_1}{l}$ (für die Einströmung) und $\frac{l_2}{l}$ (für die Ausströmung) kommen in den „Theoretischen Tabellen" noch die beiden relativen Kolbenwege vor, welche die beiderseitige Eröffnung betreffen, und zwar:

$\frac{l_3}{l}$ für die Vor-Ausströmung (auf der Admissionsseite) und

$\frac{l_4}{l}$ für die Vor-Einströmung (Gegendampf, auf der Emissionsseite).

Ferner erscheinen daselbst (hauptsächlich zur Darlegung der Dampfvertheilung und Dampfwirkung bei der Coulissen-Steuerung):

δ der Voreilwinkel, ρ die Excentricität } des Vertheilungs-Excenters;
e die äussere, i die innere Deckung;
v_e das äussere, v_i das innere lineare Voreilen;
δ_i der ideale Voreilwinkel und
ρ_i die ideale Excentricität, beide durch die Verstellung des Gleitstückes in der Coulisse herbeigeführt und im Zeuner'schen Diagramme wirklich erscheinend;
ξ der Schieberweg (aus der Mittellage) und
ξ_0 der Anfangswerth desselben (bei dem Hubwechsel);
ε der (wahre) Expansionsgrad;
ε_1 der (wahre) Compressionsgrad;
p_m die mittlere (förderliche) Hinterdampfspannung,
f_m und f'_m die beiden Coëfficienten hierfür derart, dass $p_m = f_m p + f'_m p'$;
p_v die mittlere (hinderliche) Vorderdampfspannung,
f_v und f'_v die beiden Coëfficienten hierfür derart, dass $p_v = f_v p' + f'_v p$.

Hierbei ist einerseits $p_i = p_m - p_v$, andererseits nach Obigem $p_i = fp - f'p'$, woraus sich ergiebt:

$$f = f_m - f'_v \text{ und } f' = f_v - f'_m$$

Note. Die hier angeführten „Bezeichnungen" weichen von jenen der vorangehenden theoretischen Abschnitte nur darin ab, dass hier (und in den Tabellen) die absoluten Receiver-Volumina mit R_1 und R_2 (anstatt mit r_1 und r_2) bezeichnet sind.

2. KAPITEL.

Relationen, welche die Leistung der Dampfmaschinen betreffen.

Bemerkung. In diesem Kapitel werden nebenbei einerseits die aus der vorangehenden Theorie gefolgerten „Theoretischen Tabellen“ S. 8 bis 19 besprochen, andererseits wird die Entstehung der „Tabellen für die Anwendung“ S. 21 bis 88 im Wesentlichen erklärt.

§ 45.

Die indicierte Spannung bei den Eincylinder-Maschinen.

Gemäss dem Vorausgegangenen kann die indicierte Spannung, d. i. die mittlere Spannungsdifferenz zu beiden Seiten des Kolbens bei einer jeden Maschinengattung durch den Ausdruck

$$p_i = fp - f'p' \quad . \quad . \quad . \quad 69)$$

dargestellt werden.

Hierbei ist f insbesondere von der Füllung $\frac{l_1}{l}$, resp. von dem betreffenden Expansionsgrade, und f' insbesondere von dem Ausströmungsverhältnisse $\frac{l_2}{l}$, resp. von dem jeweiligen Compressionsgrade abhängig.

Bei der Coulissen-Steuerung wird durch jede besondere Stellung des Gleitstückes in der Coulisse eine besondere Füllung $\frac{l_1}{l}$ (von der ganzen bis zu derjenigen Füllung herab, welche der Mittellage des Gleitstückes, als dem Nullpunkte der Coulisse entspricht und gewöhnlich $0{,}07$ bis $0{,}1$ beträgt) herbeigeführt, wobei das Ausströmungsverhältniss $\frac{l_2}{l}$ (zugleich mit den relativen Kolbenwegen, welche die Vorausströmung und die Voreinströmung betreffen) stets auch einen besonderen zu $\frac{l_1}{l}$ gehörigen Werth annimmt.

Das Gesetz dieser Zusammengehörigkeit variirt zwar einigermassen bei den Coulissen verschiedener Art, diese Variation übt jedoch auf die Grösse der Gesammt-Dampfwirkung (bei einer gewissen Füllung) keinen so erheblichen Einfluss, dass sich die betreffenden Specialisierungen für die verschiedenen Coulissen-Arten verlohnen würden. Es empfiehlt sich vielmehr, hierbei nur eine und zwar diejenige Coulisse zum Anhaltspunkte zu nehmen, welche bei-

läufig die mittlere Dampfvertheilung bewerkstelligt, nämlich eine solche für constantes lineares Voreilen, d. i. die Coulisse von Gooch oder dergl., da diese eine mittlere Dampfvertheilung zwischen der Stephenson'schen Coulisse einerseits mit offenen, andererseits mit gekreuzten Excenterstangen bewirkt; das (übrigens mit Recht beliebte) constante lineare Voreilen gibt überdies jede Coulisse mit verhältnissmässig sehr grossen (unendlichen) Stangenlängen.

Inwiefern bei der Coulissensteuerung auf die Grösse der Gesammtdampfwirkung der Voreilwinkel (δ) und die Grösse des linearen äusseren Voreilens (v_e) von Einfluss ist, kann aus den Theoretischen Tabellen B, 1 und 2 (S. 4 und 5) ersehen werden, in welchen für zwei übliche äusserste Werthe des Voreilwinkels ($\delta = 30°$ und $20°$) und jedesmal einerseits für ein grosses, andererseits für ein kleines (äusseres) lineares Voreilen ($v_e = \frac{1}{10}$ resp. $\frac{1}{20}\,\varrho$) die für die Dampfvertheilung und Dampfwirkung massgebenden Grössen angegeben sind. Man sieht, dass bedeutendere Abweichungen insbesondere der Werthe der Spannungs-Coëfficienten f und f' (welche in Bezug auf die Dampfwirkung den Ausschlag geben) überhaupt nur in der Nähe des Nullpunktes der Coulisse sich einstellen, wovon bei dem currenten Betriebe ohnedies nicht Gebrauch gemacht wird. Es ist somit für die Anwendung gestattet, behufs der Ermittlung der Dampfwirkung bei verschiedenen durch die Coulisse zu bewirkenden Füllungen einen Mittelwerth sowohl des Voreilwinkels als auch des linearen Voreilens in Betracht zu ziehen.

Die Untersuchung der Dampfvertheilung bei verschiedenen Coulissenarten und bei verschiedener Einrichtung einer Coulisse bezüglich des Voreilwinkels u. s. w. bietet ein besonderes Interesse, gehört aber auf ein anderes Feld, auf jenes der eigentlichen Construction.

Die der theor. Tabelle B vorangehende Theor. Tabelle A ist eine Hilfstabelle sowohl für die erstere (B) als auch für die nachfolgenden Tabellen und ist an und für sich verständlich. (Siehe eventuell § 26.)

In der Theor. Tabelle C (S. 6) sind — eine Coulisse mit constantem linearem Voreilen vorausgesetzt — für einen mittelgrossen Voreilwinkel (25°) und für ein mittelgrosses lineares (äusseres) Voreilen ($0{,}075\ \varrho$, dabei $2\,\varrho$ der Maximal-Schieberhub) die für die Dampfvertheilung und insbesondere für die Dampfwirkung massgebenden Grössen, zu den verschiedenen Füllungen $\frac{l_1}{l}$ gehörig, angegeben. Mit Hilfe der resultierenden Werthe der Spannungs-Coëfficienten sind in der darauf folgenden Theor. Tab. D die Werthe der mittleren (förderlichen) Hinterdampfspannung (p_m) und jene der mittleren (hinderlichen) Vorderdampfspannung (p_v) bei Maschinen mit Coulissen-Steuerung angesetzt. Durch Subtraction je zweier zusammengehöriger Werthe von p_m und p_v (welche zugleich die mittlere Höhe der betreffenden oberen und unteren theoretischen Indicator-Curve darstellen) erhielte man die jedesmalige Grösse der indicierten Spannung p_i, welche indess auch unmittelbar mittelst $p_i = fp - f'p'$ bestimmt werden kann und betreffenden Orts in einer besonderen Tabelle für die eigentliche Anwendung numerisch angegeben ist.

Bei der Ermittlung der mittleren Spannungen p_m, p_v und p_i mittelst der betreffenden Spannungs-Coëfficienten muss man indess berücksichtigen, dass die Emissionsspannung p' nicht bloss (nach Angabe der Note unterhalb der Theor. Tab. C) mit der Admissionsspannung p wächst, sondern auch gegen den Nullpunkt der Coulisse hin (vermöge der gedrosselten Ausströmung) sich derartig ändert, dass am Nullpunkte eben $p_m = p_v$ und $fp = f'p'$ d. i. $p_i = 0$ wird. (Näheres hierüber enthält die vorangehende Theorie, § 27.)

Ausser der eigentlichen Coulissensteuerung (wobei ein Schieber zugleich Einlass- und Auslassschieber ist, beziehungsweise bei Ventilsteuerung Einlass- und Auslassventil von demselben Excenter bethätigt werden) kommen auch diejenigen Maschinen hier in Betracht, welche für die Einlass-Organe (Schieber oder Ventile) und ebenso für die Auslass-Organe besondere Excenter (sowohl für den Vorwärts- als für den Rückwärtsgang) und demgemäss auch eine besondere Einlass-Coulisse nebst einer Auslass-Coulisse besitzen. Dieselben werden hier als „Maschinen mit separater Einlass-Coulisse" bezeichnet. Mittelst der Einlass-Coulisse werden die Einlass-Organe auf eine beliebige Füllung gestellt, während die Auslass-Organe beim Vorwärts- und Rückwärtsgange den vollen Hub machen und eine fast beliebig ungehinderte Ausströmung, resp. einen fast beliebigen Compressionsgrad (nur wenig abhängig von der Füllung) gestatten; das Gleitstück der Auslass-Coulisse ist nämlich stets in einer der äussersten Lagen (für Vorwärts- oder Rückwärtsgang).

Diese Maschinengattung bildet ein Mittelglied zwischen den Maschinen mit der gewöhnlichen Coulissen-Steuerung (nach Gooch, Stephenson oder dergl.) und jenen mit einer eigentlichen Expansionssteuerung (nach Meyer, Corliss oder dergl.), steht aber in Bezug auf die Dampfvertheilung, Dampfwirkung und Dampfökonomie den eigentlichen Expansions-Maschinen bedeutend näher als den gewöhnlichen Coulissen-Maschinen. Bei einem fast beliebigen (nur wenig veränderlichen) Compressionsgrade muss man sich hierbei allerdings mit abnehmender Füllung (ähnlich wie bei der gewöhnlichen Coulissen-Steuerung) ein Zunehmen der Vor-Einströmung (Gegendampf) gefallen lassen, hingegen wird bei beliebiger Füllung die Vor-Ausströmung (was die Hauptsache ist) innerhalb entsprechender Grenzen gehalten.

In Betreff des Näheren hierüber wird auf die vorangehende Theorie verwiesen. (§ 28 u. 29.)

Die Theor. Tab. E, S. 8 enthält die nothwendigen Angaben zur Beurtheilung der Dampfvertheilung und Dampfwirkung bei Maschinen mit separater Einlass-Coulisse, und zwar für zweierlei Einrichtung der betreffenden Steuerung. Die resultierenden Werthe der Spannungs-Coëfficienten sind hier von der speciellen Einrichtung der Steuerung noch viel weniger beeinflusst, als bei der gewöhnlichen Coulissen-Steuerung, weshalb für die Anwendung (zu den numerischen Angaben der indicierten Spannung u. s. w.) die Durchschnittswerthe der Theor. Tabellen E, 1 und 2, welche in der Theor. Tab. E', S. 9 angesetzt sind, zum Anhaltspunkte genommen wurden.

Es erübrigen unter den Eincylinder-Maschinen jene mit der eigentlichen Expansions-Steuerung, d. h. mit selbstständiger (die übrigen Phasen der Dampfvertheilung nicht beeinflussender) Absperrung des Admissionsdampfes und in Folge dessen mit constanten (von der Füllung $\frac{l_1}{l}$ unabhängigen) Werthen des Emissions-Spannungs-Coëfficienten f'.

Die Dampfvertheilung und Dampfwirkung dieser Maschinen bei verschiedener Grösse des schädlichen Raumes (m) und der Drosslung (ϑ) kann für die gewöhnlichen Fälle einer nur mässigen, eventuell ganz mangelnden Drosslung (bis $\vartheta = 0{,}1$, d. h. bis $p_2 = 0{,}9\,p$) mittelst der Theor. Tab. F, S. 10, für die Fälle einer starken Drosslung ($\vartheta = 0{,}1$ bis $0{,}3$, d. h. $p_2 = 0{,}9$ bis $0{,}7\,p$)

mittelst der dortigen Anschluss-Tabelle S. **11** (zur Theor. Tab. F) beurtheilt werden, insolange die in Betracht gezogenen Maschinen nur mit der unvermeidlichen (unbedeutenden) Compression arbeiten.

Mittelst dieser Theor. Tab. F und ihrer Anschluss-Tabelle wird man für Maschinen von bestimmter Einrichtung (bezüglich der Steuerung etc.) in leichter Weise Untersuchungen über den Einfluss der Grösse des schädlichen Raumes und der Drosslung anstellen können, indem man hiernach die indicierte Spannung $p_i = fp - f'p'$ festsetzt.

Für die eigentliche Anwendung handelt es sich bei der Dampfmaschinen-Ausmittlung im Allgemeinen um specialisierte Angaben der indicierten Spannung p_i für die einzelnen Maschinengattungen. Für diesen Zweck wäre es gewiss zu umständlich und wohl auch überflüssig, die Grösse des schädlichen Raumes und der Drosslung von vorneher streng zu bemessen; bei dergleichen Ausmittlungen ist doch meistens (insbesondere wenn es sich um eine erst herzustellende Maschine handelt) das Detail der Einrichtung noch gar nicht festgesetzt oder überhaupt ausser Betracht liegend.

Um demnach eine nicht zu bewältigende Menge von Angaben zu vermeiden und vielmehr leicht übersichtliche Durchschnittsdaten für die Anwendung zu gewinnen, erübrigt nichts Anderes, als gewisse und meist übliche Annahmen nicht bloss bezüglich der Dampfvertheilung, sondern auch bezüglich der Grösse der Drosslung, ja selbst des schädlichen Raumes zu machen; dass sodann durch eine grössere Drosslung die Leistung geringer wird, dass ein kleiner schädlicher Raum überhaupt anzustreben ist u. s. w., das und Aehnliches wird einfach zur Kenntniss genommen und kann schliesslich an der Hand der Theor. Tab. F. nebst Anschluss-Tabelle durch Selbstberechnung von $p_i = fp - f'p'$ speciell untersucht werden.

Hingegen wird es sich für die Anwendung empfehlen, einen Unterschied bezüglich der Grösse der Dampfwirkung (und späterhin auch bezüglich des Dampfconsums) nach anderer Richtung zu machen, vor Allem bezüglich des Umstandes, ob man es mit einer Dampfhemd-Maschine oder aber mit einer solchen ohne Dampfhemd zu thun hat. In dieser Beziehung wird in dem Nachfolgenden der Grundsatz festgehalten, beziehungsweise die Annahme gemacht, dass unter gleichen Umständen (bei der gleichen mittleren Admissionsspannung und bei der gleichen Füllung) die Leistung der Dampfhemd-Maschine grösser ist als die Leistung einer Maschine ohne Hemd. Um nun nicht für jede dieser beiden Maschinen-Kategorien ein besonderes Expansions-Gesetz eruieren und anwenden zu müssen, d. h. um eine allzugrosse Complication in den theoretischen Untersuchungen zu vermeiden, wurde behufs der numerischen Feststellung der Werthe der indicierten Spannung p_i für Maschinen ohne und mit Dampfhemd (sowohl mit Auspuff, als auch mit Condensation) unter den verschiedenen auf dem einfachen Mariotte'schen Gesetze beruhenden Werthen des Spannungs-Coëfficienten f in der Theor. Tab. F eine entsprechende Wahl getroffen. (Näheres hierüber findet sich auf S. 77 u. 78.) Weil indessen die Grösse des schädlichen Raumes auf die Grösse der Expansionswirkung bei sehr kleinen Füllungen einen doch namhaften Einfluss ausübt, so sind den betreffenden „Tabellen für die Anwendung", welche die Eincylinder-Maschinen mit Expansions-Steuerung betreffen, für die kleinen Füllungen bei kleinerem (als dem gewöhnlichen) schädlichen Raume besondere Angaben über die indicierte Spannung beigeschlossen.

Wenn nun bei den Maschinen mit Expansions-Steuerung (gleichgiltig ob mit Auspuff oder mit Condensation) eine höhere als die unvermeidliche Compression zur Anwendung gebracht wird, was innerhalb entsprechender Grenzen aus Rücksicht sowohl für einen ruhigen Maschinengang als auch für die Dampfökonomie von entschiedenem Vortheile ist, so nimmt das Ausströmungsverhältniss $\frac{l_2}{l}$ entsprechend kleinere und zwar (bei einer gewissen Grösse des schädlichen Raumes) desto kleinere Werthe an, je höher die Spannung ist, bis zu welcher man den Emissionsdampf comprimiert. Da die übrigen Phasen der Dampfvertheilung hierbei zweckmässiger Weise unberührt bleiben, so ändert sich hiermit in der Relation $p_i = fp - f'p'$ lediglich nur f', behält jedoch bei allen Füllungen den gleichen Werth. Diejenigen Werthe von f', welche den verschiedenen Grössen von $\frac{l_2}{l}$ auf Grundlage des einfachen Mariotte'schen Gesetzes entsprechen, sind ausser den betreffenden Compressionsgraden ε_1 und Compressions-Endspannungen p_c in der Theor. Tab. F', S. **12** angegeben. Diese Angaben werden insbesondere für Auspuff-Maschinen ohne Dampfhemd in Anwendung gebracht. Für solche mit Hemd, dann für die Condens.-Masch. ohne und mit Hemd wurde zur Ermittlung der Compressionswirkung auf Grund betreffender Beobachtungen ein von dem einfachen Mariotte'schen Gesetze ($PV = \text{Const.}$) etwas abweichendes Gesetz $PV^k = \text{Const.}$ (wobei k von der Einheit einigermassen verschieden ist) als giltig angenommen.

In der Theor. Tab. F'' S. **13** sind unter 1, 2 und 3 die betreffenden Berechnungsresultate für $k = 0{,}9$, dann $k = 1{,}1$ und $1{,}2$ analog mit der Theor. Tab. F' zusammengestellt, wobei stets angegeben ist, für welche Maschinengattung die betreffenden Angaben weiterhin als giltig angenommen werden. Mittelst der beiden Theor. Tab. F' und F'' lassen sich die Werthe von f' und $\frac{l_2}{l}$ feststellen, wenn es sich darum handelt, die Compression bis zu einer gewissen Endspannung p_c (etwa nahe gleich der Gegendampfspannung resp. nahe der Admissionsspannung p) einzurichten. Die betreffenden aus Tab. F' und F'' abgeleiteten Angaben sind unterhalb der Theor. Tab. F', S. **12**, für die einzelnen Maschinengattungen in Kleindruck übersichtlich zusammengestellt.

Gemäss dieser Zusammenstellung gehört (bei einer gewissen Maschinengattung und bei einer gewissen Grösse des schädlichen Raumes) zu jedem Werthe von p_c (eventuell von p) ein bestimmter Werth von f' und somit auch von $f'p'$; die indicierte Spannung $p_i = fp - f'p'$ wird hiermit bei allen Füllungen um einen gewissen Antheil kleiner, als in dem Falle, wenn keine (namhafte) Compression vorhanden, d. h. wenn f' nahe $= 1$ wäre. Es können sonach zu den numerischen Angaben über die indicierte Spannung ohne Weiteres diejenigen subtractiven Daten der Reihe nach (zu den einzelnen Werthen von p_c gehörig) hinzugesetzt werden, welche bei der Compression bis zu dieser Spannung p_c in Betracht kommen, d. h. von dem angesetzten Betrage der indicierten Spannung bei beliebiger Füllung abzuziehen sind. Die betreffenden „Tabellen für die Anwendung", welche diese subtractiven Daten wirklich enthalten, werden hiermit ebenso für Maschinen ohne (namhafte) Compression, wie für solche mit Compression bis zu einer beliebigen Spannung (eventuell bis nahe zur Gegendampfspannung) ohne Anstand zu benutzen sein.

§ 46.

Indicierte Spannung und Cylinder-Volumenverhältnisse der Mehrcylinder-Maschinen (Verbund-Maschinen).

Ueber die Motive der Anwendung zunächst der Zweicylinder- (Zweiverbund-) Maschinen siehe § 34.

Von den Mehrcylinder- oder Verbund-Maschinen (im Allgemeinen) werden hier nur die Zweicylinder- (Zweiverbund-) und die Dreicylinder- (Dreiverbund-) Maschinen in Betracht gezogen, weil die (vereinzelt bereits verwirklichte) Anwendung von Viercylinder- (Vierverbund-) Maschinen mit viermaliger Expansion für den gegenwärtigen (und nächstzukünftigen) Stand der Maschinentechnik als „des Guten zu viel" zu erachten sein dürfte (siehe S. 115).

Bei einer Mehrcylinder- oder Verbund-Maschine ist (behufs Vertheilung der gewünschten hohen Expansion auf zwei oder drei Dampfcylinder) einem Hauptcylinder, dem sog. Expansions- oder Niederdruck-Cylinder, ein, oder aber es sind zwei Dampfcylinder als Hilfscylinder vorgelegt; das in den kleinsten Cylinder, den sog. Hochdruck-Cylinder tretende Admissions-Volumen, welches schliesslich in den Niederdruck-Cylinder expandiert, würde, wenn es in diesen Cylinder direct treten würde, hierin einen Antheil l_1 des Hubes l einnehmen; es ist sonach $\frac{l_1}{l}$ das Verhältniss des Admissions-Volumens zu dem totalen Expansions-Volumen oder aber die auf den Niederdruck-Cylinder, als den Haupt-Cylinder reducierte Füllung, kurz gesagt: die „reducierte Füllung".

Mit Rücksicht auf das Gesagte lässt sich die indicierte Spannung p_i einer Mehrcylinder-Maschine auf den Niederdruck-Cylinder (als allein vorhanden gedachten Dampfcylinder) beziehen, und sonach, wie bei einer Eincylinder-Maschine in der Form entwickeln:

$$p_i = fp - f'p' \text{ (siehe 69, S. 151),}$$

wobei der Coëfficient f der Admissions-Spannung p von der „reducierten" Füllung $\frac{l_1}{l}$ in einer ähnlichen (jedoch entsprechend modificierten) Weise abhängt, wie bei einer Eincylinder-Maschine der gleich bezeichnete Spannungs-Coëfficient f von der wirklichen Füllung $\frac{l_1}{l}$. (Der Coëfficient f' der Emissions-Spannung p' wird von jenem einer Eincylinder-Maschine — eine correcte Expansions-Steuerung vorausgesetzt — fast gar nicht verschieden sein.)

Die erwähnte Modification des Coëfficienten f bei der betreffenden theoretischen Entwicklung wird insbesondere zwei Rücksichten Rechnung zu tragen haben, nämlich dem unvermeidlichen Spannungsverluste bei dem Dampfübertritte aus dem einen in den andern Dampfcylinder und der eventuellen Abkühlung des übertretenden Dampfes, welche letztere durch die Heizung des Uebertritts-Raumes (Zwischenkammer, Receiver) grossentheils oder ganz paralysiert werden kann.

Ausserdem ist selbstverständlich zu unterscheiden, ob ausser dem Hochdruck-Cylinder (welcher aus später anzuführendem Grunde unter allen Umständen mit einem Dampfhemde versehen sein soll und hier stets so vorausgesetzt wird) auch die übrigen Cylinder mit Kesseldampf geheizt sind oder nicht.

Ausserdem wird hier stets vorausgesetzt, dass ein Spannungsabfall bei dem Dampfübertritte in einen nachfolgenden Cylinder in Folge der ungleichen Spannung des übertretenden Dampfes einerseits und des in dem Uebertrittsraume enthaltenen Dampfes andererseits — unter allen Umständen vermieden werde; dieses geschieht durch die rechtzeitige Absperrung des Dampfes in dem betreffenden „nachfolgenden" Cylinder, also bei den Zweicylinder-Maschinen in dem Expansions- oder Niederdruckcylinder, welcher zu diesem Zwecke stets auf eine bestimmte Füllung (X) eingerichtet werden muss, — im Gegensatze zu den Woolf'schen Maschinen älteren Systems, welche mit der ganzen Füllung ($X = 1$) des Niederdruck-Cylinders und demgemäss auch mit einem grossen Spannungsabfall bei dem Dampfübertritte arbeiteten. Bei den Dreicylinder-Maschinen muss behufs Vermeidung des Spannungsabfalles sowohl der Mitteldruck-Cylinder als auch der Niederdruck-Cylinder eine entsprechende Füllung (bezw. X_1 und X_2) erhalten; über die Bemessung der Füllungen X, X_1 und X_2 werden betreffenden Orts die Angaben folgen.

Da indess der Coëfficient f ausser von den vorher bezeichneten Umständen auch noch von der Grösse der Cylinder-Volumenverhältnisse unumgänglicher Weise beeinflusst wird, so würde es gar zu weit führen, wenn man in Betreff der für die Anwendung zu entwickelnden Werthe von f alle möglichen Modalitäten (bezüglich der Heizung oder nicht Heizung der einzelnen Cylinder und der Receiver) in Betracht ziehen wollte. Es werden demnach in dem Nachfolgenden bloss unterschieden:

a) Maschinen **ohne** Heizung der Receiver (stillschweigend ein Dampfhemd nur bei dem Hochdruck-Cylinder vorausgesetzt);

b) Maschinen **mit** (ausgiebiger) Heizung der Receiver (stillschweigend ein Dampfhemd an jedem der vorhandenen Dampfcylinder vorausgesetzt).

In diesem Sinne sind die in der Theor. Tab. G, S. **14** für die Zweicylinder-Maschinen und die in der Theor. Tab. H, S. **15** angegebenen Werthe der Spannungs-Coëfficienten f beiläufig aufzufassen.

In der Anwendung wird man aber häufig von den Mittelwerthen der für die beiden Fälle a) und b) angegebenen Coëfficienten, und zwar dann Gebrauch machen, wenn man die Receiver nicht durchgreifend (mittelst eines Röhrensystems), sondern nur äusserlich (dampfhemdartig) heizt und dabei (unter allen Umständen) den Hochdruck-Cylinder — bei den Dreicylinder-Maschinen auch den Mitteldruck-Cylinder — mit einem Dampfhemde versieht, von dem Dampfhemde des Niederdruck-Cylinders aber eventuell abstrahiert. Es wird späterhin (bei der Ausmittlung der Dampfverluste) zum Vorschein kommen, dass einerseits das Dampfhemd am Hochdruck-Cylinder nie fehlen sollte, dass aber andererseits von der durchgreifenden Heizung der Receiver ohne einen wesentlichen Schaden und unter Umständen sogar mit Vortheil abgesehen werden kann, und dass eine bloss äusserliche (dampfhemdartige) Heizung der Receiver mit Recht vorzuziehen ist.

Hiernach ist bei der Angabe der fertigen Werthe der indicierten Spannungen p_i in den „Tabellen für die Anwendung" die Unterscheidung: a) **ohne** Heizung, b) **mit** (durchgreifender) Heizung, und (im Mittel zwischen diesen beiden Voraussetzungen) c) mit bloss äusserlicher Heizung der Receiver aufzufassen.

Bei den Zweicylinder-Auspuff- und Dreicylinder-Condensator-Maschinen

wurden nur die mittleren Angaben c) (für bloss äusserliche Heizung) angesetzt, welche für einen der Fälle a) oder b) eine Verminderung oder Vergrösserung von p_i um die betreffenden Orts angegebenen Procente zu erfahren haben.

In den sämmtlichen Tabellen über die indicierte Spannung sind die subtractiven Angaben für die (jedenfalls empfehlenswerthe) Compression in beiden bezw. in allen drei Cylindern bis zu der betreffenden Eintritts- (resp. Gegendampf-) Spannung hinzugefügt.

Bei den Zweicylinder- und Dreicylinder-Maschinen beschäftigt sich die Theorie in dem vorangehenden III. Abschnitte ausser mit der Bestimmung der (auf den Niederdruck-Cylinder als Hauptcylinder bezogen) indicierten Spannung p_i auch noch mit den Bedingungen für die Vermeidung des Spannungsabfalles beim Dampfübertritte, bezw. mit der Bestimmung der hierfür massgebenden Füllung des Niederdruck-Cylinders und bei den Dreicylinder-Maschinen auch jener des Mitteldruck-Cylinders, dann mit der Feststellung der (abermals auf den Hauptcylinder bezogenen) Cylinder-Volumenverhältnisse, und zwar werden in Betracht gezogen:

A) bei den Zweicylinder-Maschinen das Verhältniss $\gamma = v : V$ des Volumens v des Hochdruck-Cylinders zu jenem V des Niederdruck-Cylinders;

B) bei den Dreicylinder-Maschinen erstlich das Verhältniss $\gamma_1 = v_1 : V$ des Volumens v_1 des Hochdruck-Cylinders zu dem Volumen V des Niederdruck-Cylinders, und sodann das Verhältniss $\gamma_2 = v_2 : V$ des Volumens v_2 des Mitteldruck-Cylinders zu jenem V des Niederdruck-Cylinders.

Diese Cylinder-Volumenverhältnisse entscheiden bei einer vorhandenen Mehrcylinder-Maschine über die Vertheilung ihrer Gesammtleistung auf die einzelnen Cylinder; für eine herzustellende Maschine sind aber diese Volumenverhältnisse nach der Anforderung einer gewissen Arbeitsvertheilung zu bestimmen und einzurichten, wobei nicht allein eine gleiche Arbeitsvertheilung auf die einzelnen Cylinder, sondern auch die Rücksicht auf eine möglichst gleichförmige Rotation der Maschinenwelle ins Auge zu fassen ist.

Bei der Bestimmung von p_i, bezw. bei der Feststellung der Gesammt-Dampfwirkung einer Mehrcylinder- (oder Verbund-) Maschine konnte ihre specielle Einrichtung (ob System Woolf oder Compound-System u. dgl.) ausser Betracht bleiben und auch die Grösse des Raumes zwischen dem Auslassorgan des Hochdruck-Cylinders und dem Einlassorgan des Expansions-Cylinders, des sog. Receivers (welcher bei der Dreicylinder-Maschine zweimal vorhanden ist) konnte hierbei ganz ausser Acht gelassen werden, indem nur die abkühlende Wirkung dieses Raumes (falls er nicht geheizt ist) zu berücksichtigen war.

Wenn es sich nun aber erstlich um die besagte Bestimmung der Füllung des Niederdruck- und des Mitteldruck-Cylinders (behufs Vermeidung des Spannungsabfalls) und sodann um die Ermittlung der Cylinder-Volumenverhältnisse (behufs einer gewünschten Arbeitsvertheilung) handelt, so kommt das eine wie das andere erwähnte Moment (Maschinen-System und Receiver-Volumen) als wesentlich in Rechnung.

Die Resultate der diesbezüglichen theoretischen Entwicklungen des vorangehenden (III.) Abschnittes sind in dem nachfolgenden V. Abschnitte (Anwendung der theoretischen Resultate) mit den betreffenden Tabellen für die in Betracht

gezogenen und daselbst aufgezählten Maschinen-Kategorien erschöpfend dargestellt, so dass eine auszügliche Mittheilung dieser theoretischen Entwicklungen (in welche übrigens eventuell ein Einblick leicht möglich ist) an dieser Stelle wegbleiben kann.

Eine zusätzliche Bemerkung erheischt jedoch das 3. Kapitel (§ 43) des vorangehenden Abschnittes. In demselben ist die indicierte Spannung p_i vorzüglicher Mehrcylinder-Maschinen mit vollkommener Compression in jedem Cylinder bis zu der Gegendampfspannung von Professor A. Káš theoretisch entwickelt und zuletzt (S. 142, 143) für die Zweicylinder-Maschinen (mit Condensation und mit Auspuff) und für die Dreicylinder-Maschinen (mit Condensation), — jedesmal einerseits für durchgreifende Heizung, andererseits für nur partielle Heizung (mindestens des Hochdruck-Cylinders) tabellarisch zusammengestellt. Diese Angaben von p_i sind (weil eben für exacte Maschinen abgeleitet und vornehmlich auf Schröter's Versuche gestützt) durchwegs grösser, als sie sich mittelst der „Tabellen für die Anwendung“ (S. 32 und 33 dann S. 78 und 79) mit Benutzung der dortigen Angaben für die Compression ergeben. Man kann von jenen Angaben nach Káš ohne Weiteres Gebrauch machen, wenn man die betreffende Maschine von vorneher als eine exacte beurtheilen will.

§ 47.

Indicierte und Netto-Leistung; Wirkungsgrad.

Hat man mittelst der allgemein giltigen Formel $p_i = fp - f'p'$ (oder aber mittelst der betreffenden Tabelle der numerischen Werthe von p_i) die indicierte Spannung p_i festgestellt, so ist zunächst die indicierte Dampfwirkung bei einem einfachen Kolbenhube:

$$W_i = \mathfrak{A}\, Olp_i$$

Hieraus folgt bei n Umgängen (Doppelhuben) pro Minute die indicierte Leistung (durchschnittlich) pro Secunde, d. h. der indicierte Effect in Pferdekräften à 75 Met. Kgr.:

$$N_i = \frac{2\,n}{60.75}\, W_i = \frac{\mathfrak{A}}{75}\,\frac{nl}{30}\, Op_i$$

Behufs der Einführung der Kolbengeschwindigkeit c (im Mittel pro Secunde) ist zunächst der Kolbenweg pro Minute:

$$2\,nl = 60\,c$$

d. h. es ist in allen Fällen:

$$nl = 30\,c \quad . \quad . \quad 70)$$

Hiermit ergibt sich aus Obigem:

$$N_i = \frac{\mathfrak{A}}{75}\, Ocp_i \quad . \quad . \quad 71)$$

als indicierte Leistung bei der Kolbengeschwindigkeit c.

Hieraus folgt nun

$$\frac{N_i}{c} = \frac{\mathfrak{A}}{75}\, Op_i \quad . \quad . \quad 71')$$

als indicierte Leistung pro 1 Meter Kolbengeschwindigkeit.

Wegen $\mathfrak{A} = 10000$ Kgr. pro Qu.-Meter hat man:

$$N_i = \frac{10000}{75} Ocp_i = \frac{400}{3} Ocp_i \quad . \quad . \ 72)$$

$$\frac{N_i}{c} = \frac{10000}{75} Op_i = \frac{400}{3} Op_i \quad . \quad . \ 72')$$

Ich brauche kaum des Weiteren auseinanderzusetzen, dass durch die Einführung der „Leistung pro 1 Meter Kolbengeschwindigkeit" die übliche Bezeichnung der Maschinenstärke in Pferdekräften von ihrem sehr vagen Wesen den grössten Antheil verliert, bezw. an Deutlichkeit wesentlich gewinnt, abgesehen von der hiermit erzielten Vereinfachung der rechnungsmässigen Behandlung, durch welche auch das Zustandekommen des „Practischen Theiles" des vorliegenden „Hilfsbuches" eigentlich ermöglicht wurde.

Durch die „Leistung pro Meter" — wie man kurz sagen darf, weil darunter eben nichts Anderes als die Leistung pro 1 Meter Kolbengeschwindigkeit verstanden werden kann, — ist die Stärke der Maschine gegen die bisherige Ausdrucksweise viel präciser charakterisiert; die innerhalb bedeutender Grenzen willkürliche Kolbengeschwindigkeit bleibt dabei ausser Spiel und eben dem Belieben, bezw. anderweitigen Rücksichten überlassen; im Uebrigen ist von dieser „Leistung pro 1 Meter" ($\frac{N}{c}$, gleichgiltig, ob indiciert oder Netto-) auf die populäre „Leistung in Pferdekraft" (N) ungemein leicht (durch Multiplication mit der jeweiligen Geschwindigkeit c) zu übergehen, und ebenso umgekehrt durch Division mit c der umgekehrte Uebergang zu machen. Indess ist durchaus nicht meine Absicht, die Grösse N völlig zu eliminieren, — im Gegentheile wird überall dort, wo N als ursprüngliche Grösse zu betrachten ist, von dieser auch ausgegangen werden.

Es ist nun analog 71) die Netto- oder Nutzleistung (an der Maschinenwelle) in Pferdekraft à 75 Meter Kgr.

$$N_n = \frac{\mathfrak{A}}{75} Ocp_n \quad . \quad . \ 73)$$

hieraus

$$\frac{N_n}{c} = \frac{\mathfrak{A}}{75} Op_n \quad . \quad . \ 73')$$

als Nutzleistung pro 1 Meter Kolbengeschwindigkeit. Wegen $\mathfrak{A} = 10000$ Kgr. hat man analog 72) und 72'):

$$N_n = \frac{400}{3} Ocp_n \quad . \quad . \ 74)$$

$$\frac{N_n}{c} = \frac{400}{3} Op_n \quad . \quad . \ 74')$$

Aus 71) und 73) (oder auch 72 und 74) ergibt sich der (indicierte) Wirkungsgrad

$$\eta = \frac{N_n}{N_i} = \frac{p_n}{p_i} \quad . \quad . \ 75)$$

d. h.

$$\left.\begin{array}{l} N_n = \eta\, N_i; \ \frac{N_n}{c} = \eta \frac{N_i}{c} \\ N_i = \frac{1}{\eta} N_n; \ \frac{N_i}{c} = \frac{1}{\eta} \frac{N_n}{c} \end{array}\right\} \quad . \quad . \ 76)$$

Aus 71') folgt, wenn für eine Maschinenberechnung N_i gegeben ist und c entsprechend angenommen wird:

$$O = \frac{75}{\mathfrak{A}} \frac{N_i}{c} \frac{1}{p_i} \quad . \quad . \ 77)$$

wegen $\mathfrak{A} = 10000$ Kgr. gibt dies

$$O = \frac{3}{400} \frac{N_i}{c} \frac{1}{p_i} \quad . \quad . \; 78)$$

hierbei ist gemäss 70) $\quad n\,l = 30\,c.$

Ist aber die Nutzleistung N_n gegeben, wozu c entsprechend angenommen wird, so bestimme man gemäss 76) $N_i = \frac{1}{\eta} \cdot N_n$ und berechne O mittelst 78) oder aber man rechne directe

$$O = \frac{75}{\mathfrak{A}} \frac{1}{\eta} \frac{N_n}{c} \frac{1}{p_i} \quad . \quad . \; 79)$$

d. i.

$$O = \frac{3}{400} \frac{1}{\eta} \frac{N_n}{c} \frac{1}{p_i} \quad . \quad . \; 80)$$

Diese die Nutzleistung N_n betreffenden Beziehungen werden (zusammengehalten mit der stets giltigen Relation $n\,l = 30\,c$) zur Bestimmung von O (und dann auch von l und n) nur dann dienen können, wenn man in der Lage ist, aus der gegebenen Grösse N_n oder aber aus $\frac{N_n}{c}$ auf die Grösse des Wirkungsgrades η schliessen zu können. Dies ist nun allerdings nur bedingungsweise und annähernd der Fall, und zwar ist es eben die Leistung pro Meter $\frac{N_n}{c}$ (und weniger die absolute Grösse N_n), aus welcher bei einer gewissen Maschinengattung unter der Voraussetzung normaler Verhältnisse (in Betreff der Füllung etc.) auf die Grösse des Wirkungsgrades η beiläufig zu schliessen ist. Diese nur annähernde Schätzung des Wirkungsgrades erscheint hier insofern als zulässig, da die Berechnung von O nach 80) als eine nur vorläufige zu betrachten ist, welche durch eine accuratere Berechnung nach dem Folgenden leicht zu corrigieren ist.

Bei den Maschinen gewisser Gattung (Auspuff-Maschinen, Eincylinder-, dann Zweicylinder-Condensator-Maschinen etc.) wächst der Wirkungsgrad η, insbesondere wenn dieselben beiläufig in der Gegend der meist üblichen Füllungen arbeiten, und auch sonst (in Betreff des Schwungradgewichtes, der Pumpen für Condensation, der Construction im Allgemeinen etc.) keine absonderlichen Einrichtungen besitzen, so ziemlich gesetzmässig mit $\frac{N_n}{c}$. Dieses allerdings nur empirische Gesetz lässt sich ebenso in der Form

$$\eta = \frac{\frac{N_n}{c} + a}{\frac{N_n}{c} + b} \quad . \quad . \; 81)$$

wobei $b > a$, als auch in der Form

$$\eta = \alpha + \beta \frac{N_n}{c} \quad . \quad . \; 81')$$

— eventuell auch in irgend einer anderen Form hinreichend annähernd ausdrücken, wenn man für die Bestimmung der numerischen Grössen a, b, α, β u. s. w.

hinreichende Anhaltspunkte hat.*) Ich hatte dieser Anhaltspunkte in dem vorliegenden „Hilfsbuche", welches in dem „Practischen Theile" zusammengehörige Werthe von $\frac{N_i}{c}$ und $\frac{N_n}{c}$ auf Grundlage eingehender Ausmittelungen (mit entsprechend reichlicher Bewerthung des Leergangswiderstandes und der zusätzlichen Reibung, wovon demnächst die Rede sein wird) nach Hunderten enthält, mehr als zur Genüge, um die Relationen 81) und 81') numerisch festsetzen und sodann zur Bestimmung von η für die erwähnten Maschinengattungen benutzen zu können. Die fertigen Resultate dieser Ausmittlungen, welche allerdings nur in der Gegend der meist üblichen, beiläufig günstigsten Füllungen annähernd Geltung haben, sind betreffenden Orts in den „Tabellen für die Anwendung" übersichtlich zusammengestellt, um, wie sich zeigen wird, in ausserordentlich einfacher Weise bei provisorischen Ausmittlungen für die Anwendung benutzt werden zu können.

Ebenso werden behufs entsprechender Annahme einer passenden Kolbengeschwindigkeit c für die gegebene Maschinenstärke N die nothwendigen Anhaltspunkte an betreffendem Orte gegeben werden.

§ 48.

Leergangswiderstand und zusätzliche Reibung.

Eine eingehendere Beurtheilung der passiven Maschinenwiderstände, als bei einer erst auszumittelnden Maschine (von welcher man vor der Hand nichts anderes kennt, als die gewünschte Stärke derselben); lässt sich für eine bestehende oder bestehend gedachte, eventuell für eine nach dem Vorausgehenden vorläufig ausgemittelte Maschine vornehmen, für welche ausser der Spannung, Füllung etc. auch die Hauptdimensionen gegeben (oder die letzteren doch vorläufig ermittelt) sind.

Die passiven Widerstände einer arbeitenden Dampfmaschine setzen sich naturgemäss aus zwei Antheilen zusammen. Den ersten und zwar den Hauptantheil bildet derjenige Widerstand, welcher sich beim Leergange der Maschine äussert, bezw. zu überwinden ist. Dieser Leergangswiderstand als Arbeit oder Leistung ist durch die indicierte Leistung der leer (unbelastet) gehenden Maschine gegeben und zugleich definiert; die indicierte Spannung des Leerganges ist aber die auf den Dampfkolben reducierte Widerstandsspannung (r_0) des Leerganges. Dieser Leergangswiderstand, sei es als Leistung, sei es als reducierte Spannung, in welchem bei Condensator-Maschinen der Widerstand der Luftpumpe und eventuellen Kaltwasserpumpe einbezogen wird, ist unzweifelhaft auch von der belasteten Maschine zu bewältigen; doch daran ist nicht genug: bei der Belastung der Maschine erfahren überhaupt alle Drücke auf die Zapfen, in der Führung etc., welche auch schon beim Leergange Reibung erzeugen, eine ganz wesentliche Vergrösserung, woraus unnachsichtig eine desgleichen wesentliche Vermehrung dieser Reibungswiderstände (im Vergleiche

*) Die sonst übliche Beziehung $\eta = \frac{N + a'}{N + b'}$ oder dergl. leidet an dem Mangel, dass sie für eine und dieselbe Maschine einen höheren Wirkungsgrad angibt, wenn sie mit grösserer Geschwindigkeit arbeitet (weil eben hierbei in demselben Verhältnisse N grösser ist), als wenn sie mit kleinerer Geschwindigkeit arbeitet. Dieser Widerspruch ist durch Obiges behoben.

mit jenen des Leerganges) erwächst, sodass der gesammte passive Widerstand der belasteten Maschine um ein Namhaftes grösser sein muss als der Leergangswiderstand. Dieser Zuwachs an passivem Widerstande wird als Reibungswiderstand nach dem allgemeinen Gesetze der Reibung dem betreffenden Zuwachs an Druck (im Vergleiche mit dem Drucke des Leerganges) proportional sein; dieser Zuwachs an Druck ist aber der durch die Nutzarbeit der Maschine hervorgerufene oder der Netto-Druck. Auf den Dampfkolben reduciert, wird jener Zuwachs an passivem Widerstande, welchen man kurz als zusätzliche Reibung bezeichnet, der Nettospannung p_n proportional anzunehmen sein, d. h. zur Bewältigung des zu dem Leergangswiderstande hinzukommenden „zusätzlichen" Reibungswiderstandes wird ein Antheil μp_n der indicierten Spannung in Anspruch genommen, wobei μ ein empirischer Factor ist und als „Coëfficient der zusätzlichen Reibung" bezeichnet wird.

Um demnach die passiven Widerstände einer Dampfmaschine sachlich entsprechend in Rechnung zu bringen, bewerthet man zunächst die dem Leergangswiderstande entsprechende Spannung r_o (bei Condensation mit Einschluss des Widerstandes der Luftpumpe und etwa vorhandenen Kaltwasserpumpe) und ausserdem den Coëfficienten μ der zusätzlichen Reibung für die belastet gehende Maschine; mittelst der dieser zusätzlichen Reibung entsprechenden Widerstandsspannung μp_n hat man dann die Nettospannung

$$p_n = p_i - r_o - \mu p_n$$

woraus folgt:

$$p_n = \frac{1}{1+\mu}(p_i - r_o) \quad . \quad . \quad 82)$$

Zum Zwecke der Bestimmung der Leergangs-Widerstandsspannung r_o nahm ich im Wesentlichen Grashof's Regel zum Anhaltspunkte, trachtete jedoch gewisse hierin erscheinende Grössen, welche erst viel später bestimmt werden können, und bei vielen Dampfmaschinen-Ausmittlungen (vor der Hand) gar nicht zur Bestimmung gelangen, durch solche Grössen zu ersetzen, welche bei dergleichen Ausmittlungen bereits geläufig sind; insbesondere führte ich anstatt des Wellendurchmessers die Spannung p (diesfalls als die Admissions-Maximalspannung, welcher die Festigkeitsdimensionen der Maschinentheile entsprechen) und anstatt der Injectionswassermenge bei Condensator-Maschinen eine dem nutzbaren Dampfverbrauche proportionale Grösse q, welche mit der erforderlichen Annäherung für die betreffenden Verhältnisse von vorneher numerisch bestimmt werden konnte, in die Formeln ein, in welchen ausserdem auch die passiven Pumpenwiderstände bei Condensation berücksichtigt werden; diese Formeln lauten für Eincylinder-Maschinen:

$$\left.\begin{array}{ll} \text{bei Auspuff-Maschinen} & r_o = r_o' + r_o'' \\ \text{„ Condens.- „} & r_o = r_o' + r_o'' + r_c' + r_c'' \end{array}\right\} \quad . \quad . \quad 83)$$

und zwar ist, wenn G_s das summarische Gewicht des Schwungrades sammt Welle (in Kgr.) und q den specifischen (nutzbaren) Dampfverbrauch (pro 1 Qu.-Meter Kolbenfläche und pro 1 Meter Kolbenweg) bezeichnet:

$$\left.\begin{array}{l} r_o' = 0{,}081 \sqrt[4]{p}\,\frac{1}{D^2}\,\frac{G_s}{10\,000} \\ r_o'' = \frac{0{,}025}{D} \\ r_c' = 0{,}05\, q + 0{,}015 \\ r_c'' = \frac{0{,}02}{D} \end{array}\right| \quad . \quad . \quad 83')$$

Hiervon entspricht insbesondere

r_o' der Zapfenreibung der Schwungradwelle,

r_o'' der Reibung des Kolbens, des Querhauptes, der Steuerung etc., eventuell auch dem Widerstande der Speisepumpe.

Hierzu kommen bei Condensator-Maschinen die sämmtlichen Widerstände der Luftpumpe und der Kaltwasserpumpe, und zwar entspricht:

r_c' hauptsächlich dem nutzbaren (atmosphärischen und hydrostatischen) Widerstande,

r_c'' hauptsächlich den sämmtlichen passiven Widerständen der genannten Pumpen.

Die Kaltwasserpumpe ist hierbei mit einer Satzhöhe von höchstens 10 Meter in Anschlag genommen; darüber hinaus erfährt r_c' eine entsprechende Erhöhung; hingegen erfährt, wenn keine besondere Kaltwasserpumpe vorhanden ist, die Summe $r_c' + r_c''$ eine entsprechende Verringerung. Ausserdem ist bei kurzhübigen Maschinen (wenn $l < 2D$) der Antheil r_o' (bei Auspuff und bei Condensation) mittelst eines Coëfficienten (> 1) zu corrigieren.

Diese Correctionen werden zugleich mit den ursprünglichen Bestimmungen von r_o', r_o'', r_c', r_c'' mittelst der betreffenden „Tabellen für die Anwendung“ S. **66** bis **69** ungemein leicht ausführbar gemacht. An der Hand dieser Tabellen, welche den „Schwungrad-Berechnungs-Tabellen“ angereiht wurden, ergiebt sich r_o' mittelst

$$r_o' = \alpha \frac{G_s}{10000}$$

wofür α (nämlich der Werth von $0{,}031 \sqrt[4]{p} \, \frac{1}{D^2}$) aus der betreffenden Tabelle numerisch zu entnehmen ist; die übrigen Antheile (r_o'', r_c' und r_c'') von r_o werden in diesen Tabellen numerisch fertig angegeben.

Zur Bestimmung von G_s können die erwähnten, hier aufgenommenen Schwungrad-Berechnungs-Tabellen (von Prof. Káš) sehr wohl benutzt werden, indem man hiernach für Eincylinder-Maschinen das Schwungradgewicht (Ring und Arme) wirklich bestimmt, oder aber bloss

$$\frac{G_s}{10000} = A \,.\, 1{,}5 \, \frac{Ol}{c^2}$$

berechnet und hierzu den Werth von A der betreffenden Tabelle entnimmt. Durch den Coëfficienten $1{,}5$ ist dem Gewichte des Armsystems sammt Nabe und Welle für den vorliegenden Zweck hinlänglich annähernd Rechnung getragen.

Für Zweicylinder- und Dreicylinder-Maschinen lässt sich behufs Ausmittlung ihrer Schwungräder ein Schema, wie solches für die Eincylinder-Maschinen mit Berücksichtigung aller beeinflussender Verhältnisse (einschliesslich der Massenwirkung, Compression etc.) von Professor Káš entworfen und hier aufgenommen wurde, nicht zu Stande bringen, weil hierbei noch eine Menge anderweitiger Einflüsse (Kurbelverstellungswinkel, Cylinder-Volumenverhältniss, Receivervolumen etc.) zur Geltung kommen. Es muss demnach

für jede Mehrcylinder-Maschine die Schwungradberechnung auf Grundlage besonders zu zeichnender (theoretischer) Diagramme und zwar sowohl des betreffenden Indicator-Diagramms als auch des Kurbeldiagramms von Fall zu Fall separat vorgenommen werden.

Für die Festsetzung (oder vielmehr Schätzung) des Leergangswiderstandes allein kann man jedoch immerhin mit jenen Schwungrad-Berechnungs-Tabellen auch für die Zwei- und Dreicylinder-Maschinen auskommen. Bei einer Mehrcylinder-Maschine ist nämlich unter sonst gleichen Umständen (bei gleich gross angenommenem Schwungradgewicht) der Leergangswiderstand r_0 grösser als bei einer äquivalenten Eincylinder-Maschine, da bei der ersteren zwei oder drei Kolben, eben so viele Steuerungsapparate, nach Umständen auch zwei oder drei Schlittenführungen etc. vorhanden sind. Wenn man trotzdem r_0 für alle Maschinengattungen nach den gleichen Formeln rechnen will, so kann dem erwähnten Umstande dadurch Rechnung getragen werden, dass man den Leergangswiderstand der Mehrcylinder-Maschine so bestimmt, als ob sie ein Schwungrad gleich jenem einer äquivalenten Eincylinder-Maschine besitzen würde (obwohl das thatsächliche Schwungradgewicht bei gleichem Gleichförmigkeitsgrade etc. ansehnlich kleiner ausfällt). Man kann sonach behufs Bestimmung von $r_0' = \alpha \frac{G_s}{10000}$ auch diesfalls $\frac{G_s}{10000} = A \cdot 1{,}5 \frac{Ol}{c^2}$ berechnen und den Werth von A der betreffenden Schwungrad-Berechnungs-Tabelle entnehmen; die Grössen O, l und c betreffen selbstverständlich den Niederdruck-Cylinder der Mehrcylinder-Maschine.

Note. Formell correcter würde die Berechnung des Leergangswiderstandes für eine Mehrcylinder-Maschine geschehen, wenn man den Antheil $r_0' = \alpha \frac{G_s}{10000}$ (welcher bekanntlich bei grösseren Maschinen den Hauptantheil dieses Widerstandes bildet) mit Einsetzung des wirklichen (diesfalls kleineren) Schwungrad- und Wellengewichtes G_s bestimmen, dabei jedoch den Antheil $r_0'' = \frac{0{,}025}{D}$ für jeden vorgelegten Cylinder (Hochdruck- und Mitteldruck-Cylinder) um $\frac{0{,}02}{D}$ bezw. um $\frac{0{,}015}{D}$ (je nachdem dieser vorgelegte Cylinder auch eine besondere Kurbel besitzt oder nicht) vermehren würde.

Wenn auch die Bestimmung des Leergangswiderstandes nach dem Vorhergehenden mittelst der betreffenden Tabellen möglichst erleichtert wird, so ist für die Anwendung nach Umständen eine Vereinfachung dieser Bestimmung wünschenswerth, wenn man sich nämlich bei der Dampfmaschinen-Ausmittlung um das Schwungradgewicht vor der Hand nicht kümmern will, indem dasselbe keine absonderlichen Verhältnisse, d. h. keine besondere Abweichung (in Betreff des Gleichförmigkeitsgrades etc.) von den gewöhnlichen Verhältnissen darbietet. Unter solchen Umständen, welche in den meisten Fällen der Anwendung wirklich eintreffen, ist die wünschenswerthe Vereinfachung auch ohne Weiteres zulässig.

In dieser Beziehung entschloss ich mich nach angestellten zahlreichen Combinationen und nach theilweise (insbesondere an kleinen Maschinen) selbst durchgeführten Indicator- und Bremsversuchen zu der Anwendung folgender empirischer Regeln, welche zwar mit den vorhin angeführten Regeln nach Möglichkeit in Einklang stehen, dabei jedoch den Leergangswiderstand sicherheitshalber lieber etwas grösser als kleiner anschlagen möchten:

$$\left.\begin{array}{ll} \text{bei Eincylinder-Auspuff-Masch.} & r_o = 0{,}042\sqrt{p} + \frac{0{,}025}{D} \\ \text{bei Eincylinder-Condens.-Masch.} & r_o = 0{,}025 + 0{,}050\sqrt{p} + \frac{0{,}045}{D} \\ \text{bei Zweicylinder-Auspuff-Masch.} & r_o = 0{,}042\sqrt{p} + \frac{0{,}04}{D} \\ \text{bei Zweicylinder-Condens.-Masch.} & r_o = 0{,}025 + 0{,}050\sqrt{p} + \frac{0{,}06}{D} \\ \text{bei Dreicylinder-Condens.-Masch.} & r_o = 0{,}025 + 0{,}050\sqrt{p} + \frac{0{,}075}{D} \end{array}\right\} \quad . \quad . \; 84)$$

Nach diesen vereinfachten Regeln konnten in den „Tabellen für die Anwendung" die Werthe von r_o für die einzelnen Maschinengattungen (zu p und D gehörig) numerisch fertig angegeben werden; bei den Mehrcylinder-Maschinen betrifft D den Niederdruck-Cylinder. Es bleibt indess einem Jeden unbenommen, anstatt von diesen vielmehr von den nach 83') berechneten tabellarischen Angaben von vorneher Gebrauch zu machen.

Hierbei ist abermals zu bemerken, dass hier p nicht etwa diejenige Admissionsspannung bedeutet, mit welcher die Maschine gerade arbeitet (weil diese ja verschieden sein kann), sondern vielmehr diejenige Spannung, für welche die Maschine (vermöge der Stärke ihrer Theile) beiläufig gebaut ist, welcher Umstand übrigens betreffenden Orts entsprechend zur Beachtung gebracht werden wird.

Den Coëfficienten μ der „zusätzlichen Reibung" nehme ich in möglichst angestrebter Uebereinstimmung mit seiner thatsächlichen Grösse bei guten Maschinenconstructionen (ohne eine wesentliche Ueberschätzung) und zwar für alle Maschinengattungen ohne Unterschied in Rechnung, wie folgt:

$$\left.\begin{array}{l} \text{für } D \leq 1 \text{ Meter: } \mu = \frac{0{,}10}{D + 0{,}60} \\ \text{für } D > 1 \text{ Meter: } \mu = \frac{0{,}40}{D + 5{,}4} \end{array}\right\} \quad . \quad . \; 85)$$

Nach diesen Formeln sind die Werthe von μ (sammt den zugehörigen Werthen von $\frac{1}{1+\mu}$ an allen einschlägigen Stellen dieses Hilfsbuches (2. und 3. Aufl.) angegeben.

Note. In der 1. Auflage dieses Buches glaubte ich eben bei der Bewerthung dieses Coëfficienten μ dem in der Praxis üblichen „Zugeben" Rechnung tragen zu sollen, und schätze ihn deshalb „geflissentlich" um ein Bedeutendes höher, als er sich bei guten Maschinen (auch nach meinen eigenen Erhebungen) thatsächlich gestaltet. Diese bedeutend höhere Schätzung von μ (bezw. geflissentliche Unterschätzung des Wirkungsgrades) liegt auch den gegenwärtigen Angaben der Nettoleistung $\frac{N_n}{c}$ der I. und II. Maschinen-Serie des „Practischen Theiles" des Hilfsbuches zu Grunde, und es mögen demnach diese fertigen tabellarischen Angaben von denjenigen Practikern benutzt werden, welche dem üblichen „Zugeben" huldigen. Für alle Diejenigen, welche „knapper" rechnen, oder aber das praktische „Zugeben" in ihrer eigenen Weise bewerkstelligen wollen, stehen die numerischen Angaben über μ und $\frac{1}{1+\mu}$ (nach den obigen Formeln 85) überall, wo dies nothwendig ist (namentlich auch in dem „Anhange" zu dem Practischen Theile) zur Verfügung.

Nach Einsetzung der jeweiligen Werthe von r_o und μ (nebst $\frac{1}{1+\mu}$) aus 83) bis 85) (unter Benutzung der betreffenden Tabellen) in den Ausdruck 82 hat

man gemäss 74) und 74') für eine bestehende oder bestehend gedachte Maschine

$$\left.\begin{aligned} N_n &= \frac{10\,000}{75} O c p_n = \frac{400}{3} O c \frac{1}{1+\mu}(p_i - r_o) \\ \frac{N_n}{c} &= \frac{10\,000}{75} O p_n = \frac{400}{3} O \frac{1}{1+\mu}(p_i - r_o) \end{aligned}\right\} \quad . \; . \; 86)$$

Für eine nach dem Vorhergehenden vorläufig ausgemittelte Maschine folgt hieraus der corrigierte Werth der wirksamen Kolbenfläche:

$$O = \frac{75}{10\,000} \frac{N_n}{c} \frac{1}{p_n} = \frac{3}{400} \frac{N_n}{c} \frac{1+\mu}{p_i - r_o} \quad . \; . \; 86')$$

Zusatz zu § 48.

Die Grössen p_i und r_o lassen sich nicht bloss nach dem Vorhergehenden rechnungsmässig ermitteln, sondern bei einer bestehenden Maschine mittelst des Indicators auch thatsächlich feststellen (es ist nämlich p_i die indicierte Spannung des belasteten Ganges, r_o die indicierte Spannung des Leerganges der Maschine). Hingegen ist die versuchsmässige Feststellung von μ (und demgemäss auch von N_n) zum Mindesten (wenn überhaupt ausführbar) sehr umständlich, und wird deshalb für rein practische Zwecke beinahe nie vorgenommen.

Demnach begnügt man sich behufs Controlierung des Leistungsvermögens einer nach einem Entwurfe hergestellten Maschine mit der Berechnung der indicierten Leistung

$$N_i = \frac{400}{3} O c p_i, \text{ bezw. } \frac{N_i}{c} = \frac{400}{3} O p_i$$

und der Leergangsleistung

$$N_o = \frac{400}{3} O c r_o, \text{ bezw. } \frac{N_o}{c} = \frac{400}{3} O r_o \quad . \; . \; 87)$$

Der Unterschied dieser beiden Leistungen, für welchen auch der Ausdruck besteht

$$N_i - N_o = \frac{400}{3} O c (p_i - r_o) \text{ bezw. } \frac{N_i}{c} - \frac{N_o}{c} = \frac{400}{3} O (p_i - r_o) \quad . \; . \; 87')$$

kann bei Beurtheilung der Effectentwicklung der Maschine als Anhaltspunkt dienen, ohne selbstredend als die Netto-Leistung derselben angesehen werden zu können. Diese letztere folgt aber aus jenem Leistungs-Unterschiede einfach durch Multiplication mit $\frac{1}{1+\mu}$ es ist nämlich

$$N_n = \frac{1}{1+\mu}(N_i - N_o), \text{ bezw. } \frac{N_n}{c} = \frac{1}{1+\mu}\left(\frac{N_i}{c} - \frac{N_o}{c}\right) \quad . \; . \; 87'')$$

wobei selbst für den Fall, dass N_i und N_o durch Indicator-Versuche festgestellt wurde, dem Factor $\frac{1}{1+\mu}$ (in Ermangelung des jeweiligen Versuchswerthes) der empirisch rechnungsmässige Werth, bezw. ein passender Schätzungswerth beizulegen ist.

§ 49.

Relationen für das statische Moment.

Behufs Ermittlung des statischen Momentes an der Maschinenwelle, insbesondere bei Förderungs- und Locomotiv-Maschinen bezeichne, auf einen (der meist vorhandenen zwei) Dampfcylinder bezogen:

$\mathfrak{P}$ den mittleren Druck im Kurbelkreise (in Kgr.);

$\mathfrak{P}_m$ den mittleren resultierenden Kolbendruck (Netto), und wenn dieser constant ist (bei nahezu ganzer Cylinderfüllung) zugleich den Maximaldruck im Kurbelkreise (für endlos gedachte Schubstange);

v (vorübergehend) die mittlere Geschwindigkeit im Kurbelkreise (Meter); dann hat man aus

$$\mathfrak{P}_m c = \mathfrak{P} v = 75 N_n$$

$$\mathfrak{P}_m = 75 \frac{N_n}{c}$$

wegen $v = \frac{\pi}{2} c$ (bezw. wegen $\mathfrak{P}_m l = \mathfrak{P} \frac{\pi}{2} l$)

$$\mathfrak{P} = \frac{2}{\pi} \mathfrak{P}_m = 47{,}75 \frac{N_n}{c}$$

Es ist gleichzeitig auch unmittelbar:

$$\mathfrak{P}_m = \mathfrak{A}\, O p_n = 10\,000 \; O p_n$$

$$\mathfrak{P} = \frac{2}{\pi} \mathfrak{P}_m = 6366 \; O p_n$$

hierbei, wie vorher (Gl. 75 und 82):

$$\text{vorläufig } p_n = \eta p_i$$

$$\text{definitiv } p_n = \frac{1}{1+\mu}(p_i - r_o)$$

Durch Multiplication von $\mathfrak{P}$ und $\mathfrak{P}_m$ mit der Kurbellänge $\frac{1}{2} l$ ergibt sich der Mittelwerth M und (bei constantem Kolbendruck) der Maximalwerth M_{max} des statischen Momentes an der Maschinenwelle (für einen Cylinder), wofür überdies (für Meter und Kgr. als Einheiten) auch die bekannten Beziehungen gelten:

$$M = \frac{75.60}{2\pi} \frac{N_n}{n} = 716{,}20 \frac{N_n}{n}$$

$$M_{max.} = \frac{\pi}{2} M = 1125 \frac{N_n}{n} \text{ (bei const. Kolbendruck).}$$

3. KAPITEL.

Relationen, welche den Dampfconsum der Dampfmaschinen betreffen.

§ 50.

Der nutzbare Dampfverbrauch.

Der Dampfconsum einer Maschine setzt sich aus dem „nutzbaren Dampfverbrauch" und den Dampfverlusten (wovon später) zusammen.

„Nutzbaren Dampfverbrauch" nennt man die aus der Dampfkammer während der Einströmung in den Cylinder eintretende Dampfmenge, insoweit dieselbe bis zur Absperrung (Beginn der Expansion) in Dampfform verharrt, somit in dem Indicator-Diagramme wahrgenommen wird.

Für einen einfachen Kolbenhub zunächst einer Eincylinder-Maschine ist das im Momente der Absperrung hinter dem Kolben vorhandene Dampfvolumen

$$O(l_1 + ml) = Ol\left(\frac{l_1}{l} + m\right)$$

Für diesen Dampf weiset das Indicator-Diagramm eine Spannung — nach dem Vorausgehenden $(1 - \vartheta)\,p$ — nach, welche nach Massgabe der stattfindenden Drosslung (ϑ)] kleiner als die mittlere Admissions-Spannung p ist; wenn wir nun diesen Dampf stets mit dem specifischen Gewichte σ (Kgr. pro Cub.-Meter), welches der vollen (mittleren) Admissions-Spannung p (bei gesättigtem Dampfe) entspricht, in Berechnung bringen, so geschieht dies (ausser der von Zeuner hierfür geltend gemachten Rücksicht) vorzugsweise deshalb, um den Dampfverbrauch in allen Fällen eher zu überschätzen als zu unterschätzen. Somit würde das Gewicht der obigen Dampfmenge betragen

$$Ol\left(\frac{l_1}{l} + m\right)\sigma$$

Von dieser Dampfmenge ist diejenige (dem Gewichte nach) in Abschlag zu bringen, welche bei dem vorhergehenden Hube im Momente der Absperrung vor dem Kolben (bei Beginn der Compression) daselbst (einschliesslich des schädlichen Raumes) noch vorhanden war und bis zum Eintritte des frischen Dampfes vorhanden blieb.

Diese Dampfmenge besass ein Volumen

$$O(l - l_2 + ml) = Ol(1 - \frac{l_2}{l} + m)$$

bei einer Spannung ca. $1{,}1\, p'$ und einem specifischen Gewichte (beiläufig) $1{,}1\, \sigma'$, wenn σ' das specifische Gewicht des Emissionsdampfes (von der Spannung p') bezeichnet. Es ist sonach das von dem obigen Dampfgewichte $Ol(\frac{l_1}{l} + m)\, \sigma$ für einen einfachen Kolbenhub in Abschlag zu bringende Dampfgewicht

$$1{,}1\, Ol\, (1 - \frac{l_2}{l} + m)\, \sigma'$$

Hiermit beträgt der nutzbare Dampfverbrauch für einen einfachen Kolbenhub dem Gewichte nach (in Kgr.):

$$Ol \left\{ (\frac{l_1}{l} + m)\, \sigma - 1{,}1\, (1 - \frac{l_2}{l} + m)\, \sigma' \right\}$$

Bei n Umgängen (Doppelhuben) pro Minute gibt dies, wenn die Grösse in der Klammer mit q bezeichnet wird, den nutzbaren Dampfverbrauch pro Stunde:

$$Q' = 2\, n \,.\, 60 \,.\, Ol\, q$$

und wegen $nl = 30\, c$

$$\left. \begin{array}{c} Q' = 3600\, O\, c \,.\, q \\ \text{wobei } q = (\frac{l_1}{l} + m)\, \sigma - 1{,}1\, (1 - \frac{l_2}{l} + m)\, \sigma' \end{array} \right\} \quad . \; . \; 88)$$

Hält man diese Beziehung

$$Q' = 3600\, O\, c \,.\, q$$

mit obiger Gl. 71) resp. 72) nämlich mit

$$N_i = \frac{\mathfrak{A}}{75}\, O\, c \,.\, p_i = \frac{400}{3}\, O\, c \,.\, p_i$$

zusammen, so ergibt sich durch Division von Q' mit N_i der nutzbare Dampfverbrauch pro indicierte Pferdekraft und Stunde

$$\left. \begin{array}{c} C_i' = \frac{Q'}{N_i} = \frac{27\, q}{p_i} \\ \text{hierbei } q = (\frac{l_1}{l} + m)\, \sigma - 1{,}1\, (1 - \frac{l_2}{l} + m)\, \sigma' \end{array} \right\} \quad . \; . \; 89)$$

Note. Nebenbei bemerkt, könnte man q als den specifischen nutzbaren Dampfverbrauch bezeichnen; es ist nämlich q der nutzbare Dampfverbrauch pro 1 qm Kolbenfläche und pro 1 m zurückgelegten Kolbenweges, oder aber auch der nutzbare Dampfverbrauch in der Secunde pro 1 qm Kolbenfläche und pro 1 m Kolbengeschwindigkeit.

Man sieht, dass die Grösse q, gerade so wie $p_i = f\, p - f'\, p'$, einerseits von der Admissionsspannung p und Admissionsdauer (als welche man die Füllung $\frac{l_1}{l}$ bezeichnen kann), andererseits von der Emissionsspannung p' und Emissionsdauer (als welche man den relativen Kolbenweg $\frac{l_2}{l}$ bezeichnen

kann) abhängig ist, indem ja (gesättigten Dampf vorausgesetzt) σ durch p und ebenso σ' durch p' (mittelst der Dampftabelle von Fliegner) gegeben ist. Es unterliegt sonach keinem Anstande, insoweit tabellarische Angaben über p_i zu machen sind, solche auch bezüglich q vorzunehmen und somit auch den nutzbaren Dampfverbrauch C_i' für verschiedene Füllungen und Spannungen bei den einzelnen Maschinengattungen fertig anzugeben, was denn auch in dem Folgenden wirklich geschehen ist. (Tabellen für die Anwendung.)

Der Ausdruck von q erfährt für Eincylinder-Maschinen mit stets gleicher Compression eine wesentliche Vereinfachung, indem die Grössen $\frac{l_2}{l}$ und σ' (einerseits für Auspuff, andererseits für Condensation) als constant angenommen werden können. Es sind sonach vorzugsweise nur die Coulissen-Maschinen, bei welchen sich $\frac{l_2}{l}$ mit $\frac{l_1}{l}$ und theilweise auch σ' mit σ, ja selbst mit $\frac{l_1}{l}$ (gegen den Nullpunkt der Coulisse hin) ändert. Die diesbezüglichen tabellarischen Angaben über C_i' gelten für alle Maschinengattungen (ausgenommen die Coulissen-Maschinen) unter der Voraussetzung nur der gewöhnlichen (unvermeidlichen und unansehnlichen) Compression; durch die Anwendung einer entsprechenden (namhaften) Compression können um Einiges günstigere Resultate bezüglich des nutzbaren Dampfverbrauches erzielt werden.

Die tabellarischen Angaben gelten überhaupt für den gewöhnlichen Betriebszustand guter Eincylinder-Dampfmaschinen. In wie weit bei exacter Ausführung und Instandhaltung dieser Maschinen der nutzbare Dampfverbrauch beiläufig herabgebracht werden kann, ist auf Grundlage vorgenommener vergleichender Rechnungen in jeder Tabelle besonders angegeben.

Bei der Bestimmung des nutzbaren Dampfverbrauches von Mehrcylinder-Maschinen kommt nur der Hochdruck-Cylinder in Betracht. Wird allgemein (sowohl bei Zweicylinder- als auch bei Drei- und Mehrcylinder-Maschinen unter

ν_1 das Volumenverhältniss des Hochdruck- zum Niederdruck-Cylinder, und unter

σ_u das zu der Spannung p_u des Vorderdampfes im Hochdruck-Cylinder am Anfange der Compression zugehörige specifische Gewicht verstanden, so kann ähnlich wie bei den Eincylinder-Maschinen der nutzbare Dampfverbrauch für einen einfachen Kolbenhub gesetzt werden =

$$\nu_1 \, Ol \left\{ \left(\frac{l_1'}{l'} + m'\right) \sigma - \left(1 - \frac{l_2'}{l'} + m'\right) \sigma_u \right\}$$

oder auch
$$Ol \left\{ \left(\frac{l_1}{l} + \nu_1 m'\right) \sigma - \nu_1 \left(1 - \frac{l_2'}{l'} + m'\right) \sigma_u \right\}$$

Man kann, ohne einen nennenswerthen Fehler zu begehen, innerhalb der Dampfspannungen p und p_u die specifischen Dampfgewichte σ und σ_u den Spannungen proportional, d. h.

$$\sigma_u = \sigma \frac{p_u}{p}$$

annehmen, und unter Voraussetzung eines spitz zulaufenden Indicator-Diagrammes des Hochdruck-Cylinders für p_u die Expansions-Endspannung in diesem Cylinder einführen (beiläufig dem Mittelwerthe für verschiedene

Kurbelanordnungen entsprechend). Alsdann ist nach dem einfachen Mariotteschen Gesetze zunächst

$$\frac{p_u}{p} = \frac{\frac{l_1}{l}\frac{1}{\nu_1} + m'}{1 + m'}$$

$$\text{und somit } \sigma_u = \sigma \frac{\frac{l_1}{l}\frac{1}{\nu_1} + m'}{1 + m'}$$

wonach der obige Ausdruck nach entsprechender Reduction in

$$Ol\,\sigma\left(\frac{l_1}{l} + \nu_1 m'\right)\frac{l_2'}{l'}\frac{1}{1 + m'}$$

übergeht, so dass für Mehrcylinder-Maschinen der specifische nutzbare Dampfverbrauch in obigem Sinne

$$q = \sigma\left(\frac{l_1}{l} + \nu_1 m'\right)\frac{l_2'}{l'}\frac{1}{1 + m'} \quad . \quad . \quad 90)$$

gesetzt werden kann.

Note. Bei der Compression des Vorderdampfes bis zur Anfangsspannung ist

$$\frac{l_2'}{l'} = 1 + m'\left(1 - \frac{p}{p_u}\right)$$

mit welchem Werthe sich naturgemäss ergibt:

$$q = \sigma \frac{l_1}{l}$$

Hiernach ergibt sich (analog der Beziehung 89) der nutzbare Dampfverbrauch pro indicierte Pferdekraft und Stunde bei einer beliebigen Mehrcylinder-Maschine:

$$C_i' = \frac{27\,q}{p_i} \quad . \quad . \quad 90')$$

worin q nach 90) zu bestimmen ist, und gleichwie p_i (bei einem gewissen Compressionsgrade, d. h. bei einem gewissen Werthe von $\frac{l_2'}{l'}$ im Hochdruck-Cylinder) nur von der (reducierten) Füllung $\frac{l_1}{l}$ und von der Admissionsspannung p nebst dem zugehörigen Volumenverhältnisse ν_1 (des Hochdruck-Cylinders zum Niederdruck-Cylinder) abhängt.

Somit konnten auch für die Zweicylinder- und Dreicylinder-Maschinen die Werthe von C_i' tabellarisch angegeben werden. Bei diesen Angaben werden die Mehrcylinder-Maschinen im Allgemeinen als sehr gut ausgeführt und in Stand gehalten vorausgesetzt, weshalb in den betreffenden „Tabellen für die Anwendung“ die Ansätze über eine mögliche Verminderung von C_i' nicht vorhanden sind.

Es ist zu bemerken, dass in dem Ausdrucke $C_i' = \frac{27\,q}{p_i}$ sowohl bei den Eincylinder-Maschinen, als auch bei den Mehrcylinder-Maschinen der Zähler 27 q (in Gemässheit der Ausdrücke 88 und 90 für q) von dem Umstande, ob die Dampfcylinder ein Dampfhemd besitzen oder nicht, und ob die Receiver geheizt sind oder nicht, unabhängig ist; durch die Division mit p_i ergibt sich

somit der nutzbare Dampfverbrauch pro indicierte Pferdekraft und Stunde bei Heizung der Cylinder und Receiver in demselben Verhältnisse kleiner, in welchem durch diese Heizung die indicierte Spannung p_i (bezw. die Maschinen-Leistung) erhöht wird. Wesentlich anders verhält sich dies in Betreff der Dampfverluste, wie in dem Nachfolgenden auseinandergesetzt wird.

§ 51.

Allgemeines über die Dampfverluste.

Die Dampfmaschine verbraucht, wie schon seit jeher bekannt, eine bedeutend grössere Dampfmenge, als diejenige, welche aus dem Indicator-Diagramm sich ergibt und im vorigen Paragraph als „nutzbarer Dampfverbrauch" ausgemittelt wurde. Dieser Mehrverbrauch an Dampf, welcher häufig ein „alterum tantum" des nutzbaren Dampfverbrauches beträgt, rührt von den unvermeidlichen Verlusten innerhalb der Maschine her und wird demgemäss als „Dampfverlust" oder aber (wenn man deutlicher sprechen will) als „Dampfverluste" bezeichnet.

Die Quelle und Ursache dieser Verluste wurde ehemals hauptsächlich in der Dampflässigkeit des Dampfkolbens (nebst jener der Steuerorgane und Stopfbüchsen) befunden und der sonach muthmasslich einzige Dampfverlust nach einer von Völckers (einem um die Dampfmaschinen-Wissenschaft bestverdienten Fachmanne) hierfür abgeleiteten Formel bestimmt.

Diese Völckers'sche Formel wurde zur rechnungsmässigen Bestimmung der Dampfverluste seit Anfang der sechziger Jahre allgemein, ja selbst auch dann noch (weil eben keine andere zur Verfügung war) angewendet, als man in Folge der calorimetrischen Untersuchung der Dampfmaschinen zu der Ueberzeugung gelangt war, dass die Hauptquelle der Dampfverluste in der Abkühlung des in den Dampfcylinder eintretenden Admissionsdampfes bestehe, somit eine andere sei, als diejenige, welche der Völckers'schen Formel zu Grunde liegt.*)

Diesen Widerspruch wollte der Verfasser bereits in der 1. Auflage dieses Werkes vom Jahre 1883 nicht auf sich beruhen lassen; er entschloss sich, mit der (zur Bestimmung des Gesammtdampfverlustes) weiterhin unhaltbaren Völckers'schen Formel zu brechen, und die Dampfverluste als aus zwei Theilen bestehend darzustellen, welche er folgends erklärte und bezeichnete (S. 101 der 1. Aufl.):

Der erste, und zwar in der Regel der Hauptantheil der Dampfverluste ist in der Abkühlung des Kesseldampfes bei seinem Eintritte in den Dampfcylinder (also des Admissionsdampfes) begründet und kann sonach als „Abkühlungsverlust" bezeichnet werden. Dieser Verlust ist unvermeidlich (durch Ueberhitzung des Dampfes jedoch einer Verminderung fähig).

*) Dies hätte für die „bequeme" Anwendung, welche sich häufig nur um ein halbwegs brauchbares Rechnungs-Resultat kümmert, nicht sehr viel auf sich, wenn Dampflässigkeit und Abkühlung rechnungsmässig zum mindesten roh annähernd die gleichen Angaben (Rechnungsresultate für den Dampfverlust) bedingen würden. Allein die Formel von Völckers liefert nur fur Maschinen mittlerer (mässiger) Grössen annähernd brauchbare Resultate; hingegen ergibt sich hiernach der Dampfverlust einer 2 bis 3pferdekräftigen Maschine mit etwa 30 bis 40 Kgr. pro Pferd und Stunde, während eine 1000 Pferdekraft-Maschine nur etwa 1 Kgr. Dampf pro Pferd und Stunde (im Ganzen) hiernach verlieren würde, was natürlich nicht haltbar ist.

Der zweite, bei einer guten Maschine untergeordnete Antheil der Dampfverluste rührt von der Dampflässigkeit zunächst des Dampfkolbens, dann der Steuerorgane, Stopfbüchsen etc. her und soll demnach „Dampflässigkeitsverlust“ genannt werden.

Zur Bestimmung des Abkühlungsverlustes wurde von dem Verfasser eine ihm (nach unendlich vielen Vergleichen und Combinationen) als geeignet erscheinende empirische Formel aufgestellt, an welcher trotz ihrer schlichten und nur flüchtig begründeten Form (insoweit es sich um eine plausible Uebereinstimmung der Berechnungsresultate mit den Resultaten der Anwendung handelt) für die gewöhnlichen Verhältnisse der Dampfmaschinen (die Füllung und Spannung betreffend) auch später nicht sehr viel zu corrigieren war.*) Der Dampflässigkeitsverlust aber wurde naturgemäss nach einer der Völckers'schen (mit einer begründeten Modification) nachgebildeten Formel beurtheilt. Die numerischen Coëfficienten der beiden Formeln wurden derart bestimmt, dass an dem Gesammtverlust der Dampflässigkeitsverlust bei kleinen Maschinen beiläufig mit einem Drittel, bei grossen Maschinen aber nur mit einem Sechstel und noch weniger participierte, und dass — was eben die Hauptsache war und ist — die Summe der beiden Verluste mit den durch Versuche an Dampfmaschinen bis dahin nachgewiesenen thatsächlichen Gesammtverlusten nach aller Möglichkeit (so weit dies eben zu erzielen war) übereinstimme.

Seitdem wurde die Frage der Dampfverluste von einzelnen Fachmännern dahin zugespitzt, dass der Dampflässigkeitsverlust (welcher doch bis dahin durch den Gebrauch der Völckers'schen Formel als der einzig bestehende rechnungsmässig eigentlich zugestanden wurde) geradezu in Abrede gestellt wird!

Allerdings hat man es durch die Vollkommenheit der heutigen Constructionen dahin gebracht, dass der Cylinderdeckel auf der einen Seite einer exacten Versuchs-Dampfmaschine abgenommen werden kann, während auf der andern Seite der volle Dampfdruck wirkt, und man bemerkt keinen durch den Kolben sichtlich entweichenden Dampf; — ebenso ist die ehemalige Ansicht, „dass kein Doppelsitzventil verlässlich schliesse“, heute gründlich ad absurdum geführt; auch kann man Stopfbüchsen derart vollkommen herstellen und dichten, dass ein sichtliches Entweichen des Dampfes durch dieselben nicht stattfindet: allein trotz alledem kann man selbst von den besten Maschinen der Anwendung behaupten, dass dieselben (namentlich nach längerem Betriebe) keineswegs absolut dampfdicht sind, — der gewöhnlichen Maschinen der Anwendung mit sichtlicher Dampflässigkeit nicht zu gedenken!

Immerhin mag zugegeben werden, dass bei exacten (namentlich bei grossen) Maschinen der Dampflässigkeitsverlust gegen den Abkühlungsverlust — insbesondere, wenn dieselben unter der Oberaufsicht eines gewiegten Ingenieurs arbeiten — sehr gering sein kann; speciell gibt auch der Verfasser zu, dass in der ersten Auflage dieses Buches dem Dampflässigkeits-

*) Eine solche Correction musste in dem „Practischen Theile“ dieses „Hilfsbuches“ mit Rücksicht darauf, dass derselbe gleich bei der ersten Auflage stereotypiert worden ist, vorgenommen werden, wodurch sich der dortige Factor $\frac{1}{x}$ bei dem Abkühlungsverluste erklärt.

verluste verhältnissmässig noch immer ein etwas zu grosser Antheil an dem Gesammtverluste eingeräumt worden ist (bei dem ersten Versuche, den Dampflässigkeitsverlust aus seiner bis dahin — vermöge der Völckers'schen Formel — behaupteten Alleinherrschaft zu verdrängen, war dies füglich auch nicht anders möglich); diesem Umstande soll nunmehr (wie dies auch bereits in der zweiten Auflage dieses Buches geschehen) entsprechend Rechnung getragen werden: das Bestehen des Dampflässigkeitsverlustes muss jedoch selbst für die besten Maschinen im Principe aufrecht erhalten werden.

§ 52.

Anhaltspunkte zur Bestimmung des Abkühlungsverlustes.

Der zunächst zu bewerthende Abkühlungsverlust, also jedenfalls der Hauptverlust, ist seiner Provenienz nach folgends zu erklären: Die Dampfcylinderwände einschliesslich der Cylinderdeckel und der Kolbendeckel, welche den Maschinendampf umschliessen, kommen während eines Kolbenhubes abwechselnd einerseits mit dem treibenden Dampfe (während der Admission und Expansion), andererseits mit dem Emissionsdampfe (während der Ausströmung, von der Compressionsperiode vor der Hand abgesehen) in Berührung; diese Wände sind demnach von innen der Einwirkung verschiedener Temperaturen — von der Temperatur t des Admissionsdampfes angefangen, welche bei der Expansion stetig abnimmt, bis zu der Temperatur t' des Emissionsdampfes — ausgesetzt, während von aussen eine constante Temperatur (welche bei Dampfhemdmaschinen erspriesslicher Weise sehr hoch ist, bei Maschinen ohne Hemd aber durch die Cylinderumhüllung gegen ein zu starkes Sinken gewahrt wird) auf diese den Maschinendampf umschliessenden Wände einwirkt; dieselben werden sonach vermöge des Wärmeleitungsvermögens des Wändematerials während eines Kolbenhubes zwar auch in gewissem Grade variierende Temperaturen annehmen, es wird jedoch für die Betrachtung der Vorgänge die Annahme gestattet sein, dass die Cylinderwände einen Mittelwerth ihrer thatsächlichen (wenig variierenden) Temperatur fortwährend besitzen und diese mittlere Temperatur wird mit dem analytischen Mittelwerthe T_m der auf die genannten Wände wirkenden sehr verschiedenen Dampftemperaturen in einer unmittelbaren Beziehung stehen.

Der Mittelwerth T_m der im Dampfcylinder (hinter und vor dem Kolben) herrschenden Dampftemperaturen könnte zunächst oberflächlich nach der empirischen Formel

$$T_m = t - \frac{t - t'}{1 + \frac{l_1}{l}} \quad . \quad . \quad 91\ \alpha)$$

beurtheilt werden; dieselbe gibt für

$\frac{l_1}{l} =$	1	0,5	0
$T_m =$	$\frac{1}{2}(t + t')$,	$\frac{1}{3}(t + 2t')$,	t'

welche Werthe von T_m für eine oberflächliche Beurtheilung hinreichend plausibel erscheinen.*)

Wenn man von der mittleren Dampftemperatur auf die Temperatur der Cylinderwände schliessen will, erscheint es entsprechender, den Mittelwerth T_m anstatt in Bezug auf den Kolbenweg (l_1) vielmehr in Bezug auf den zugehörigen Kurbelwinkel (φ) zu bestimmen, da für die Uebertragung der Dampftemperaturen auf die Cylinderwände die Dauer der Berührung (welche dem Kurbelwinkel proportional ist) massgebend ist. Aus dieser Rücksicht wäre in obiger Formel für T_m anstatt der Füllung $\frac{l_1}{l}$ vielmehr der relative Füllungswinkel $\frac{\varphi}{\pi}$ einzusetzen; und es ergibt sich die von Werner aufgestellte Formel

$$T_m = t - \frac{t - t'}{1 + \frac{\varphi}{\pi}} \quad . \quad . \quad 91\,\beta)$$

hierbei ist

$$\varphi = \text{arc. sin. vers. } 2\,\frac{l_1}{l}.$$

Diese Formel gibt für die obigen Werthe

$$\frac{l_1}{l} = 1, \qquad 0{,}5, \qquad 0$$

$$\text{bezw.}\ \frac{\varphi}{\pi} = 1, \qquad 0{,}5, \qquad 0$$

$$\text{ebenfalls } T_m = \tfrac{1}{2}\,(t + t'), \qquad \tfrac{1}{3}\,(t + 2t'), \qquad t'$$

übereinstimmend mit den betreffenden Resultaten der Formel 91 α).

Innerhalb der angesetzten Werthe von $\frac{l_1}{l}$ geben die beiden Formeln allerdings etwas abweichende Resultate.

Viel verlässlicher als mittelst wie immer gearteter Formeln lassen sich die Mittelwerthe der im Dampfcylinder (hinter und vor dem Kolben) herrschenden Dampftemperaturen nach der Grösse der hinter und vor dem Dampfkolben herrschenden mittleren Dampfspannungen mit Hilfe der Fliegner'schen Dampftabelle beurtheilen. Bezeichnet t_m die der mittleren (förderlichen) Hinterdampfspannung p_m entsprechende mittlere Hinterdampftemperatur und t_v die der mittleren (hinderlichen) Vorderdampfspannung p_v entsprechende mittlere Vorderdampftemperatur, so hat man

$$T_m = \tfrac{1}{2}\,(t_m + t_v) \quad . \quad . \quad 91\,\gamma)$$

---

*) Von dem hiermit übereinstimmenden Ausdrucke

$$t - T_m = \frac{t - t'}{1 + \frac{l_1}{l}}$$

wurde in dem „Practischen Theile“ dieses Hilfsbuches Gebrauch gemacht, indem hierin der Abkühlungsverlust C_i'' nach der Formel ermittelt erscheint:

$$V\,c\,C_i'' = \text{Const.}\ V\overline{p}\ \frac{t - t'}{1 + \frac{l_1}{l}}\,\left(\frac{l_1}{l} + m\right)\,\frac{1}{p_i}$$

Wenn auch diese Formel für die Anwendung in allen Fällen hinlänglich plausible Resultate liefert, so soll hier in dem „Theoretischen Theile“ dennoch eine eingehendere Beleuchtung dieser unstreitig schwierigsten Aufgabe der ganzen Dampfmaschinen-Theorie Platz finden. Das langjährige Bestreben des Verfassers, dem äusserst complicierten Gesetze des Abkühlungs-Verlustes nach aller Möglichkeit nahe zu treten, d. h. alle hierbei Einfluss habenden Factoren in bestmöglichste Berücksichtigung zu ziehen, mag hiermit zu einem endlichen Abschlusse gelangen. Im Vergleiche mit der zweiten Auflage wird hier eine namhafte Vereinfachung, — zugleich Verbesserung eintreten.

In dem Folgenden wird durch tabellarische Angaben über die mittleren (absoluten) Spannungen hinter und vor dem Kolben, sowie auch durch die zugehörigen Temperaturangaben dafür gesorgt werden, dass der Mittelwerth T_m der Dampftemperaturen nach Möglichkeit unter allen Umständen nach 91 γ) leicht ermittelt werden könne. Bei den betreffenden Ausführungen über den Abkühlungsverlust wollen wir demnach die Grösse T_m bezw. die massgebende Temperatur-Differenz $t - T_m$ als solche fortführen, ohne einen besonderen Ausdruck hierfür aufzustellen; stillschweigend wird hierbei stets $T_m = \frac{1}{2}(t_m + t_c)$ nach 91 γ) gemeint sein.

Wir könnten nun zuvörderst und nur vor der Hand annehmen, dass die Cylinderwände (einschliesslich der Deckel und der Oberflächen der schädlichen Räume) die nach dem Vorangehenden zu ermittelnde mittlere Dampftemperatur T_m annehmen und behalten, was jedoch nur unter der Voraussetzung überhaupt möglich wäre, dass den genannten Wänden von aussen irgend eine Wärme weder zugeführt, noch auch entzogen würde; mit andern Worten: Die mittlere Dampftemperatur T_m wäre zugleich die mittlere Wandtemperatur bei Maschinen ohne Dampfhemd voraussetzlich einer absolut wärmedichten Umhüllung des Cylinders, der Deckel etc.

Bei den Dampfhemdmaschinen wird durch die Vorgänge innerhalb des Dampfcylinders die gleiche mittlere Temperatur T_m auf der inneren Seite der Wände bedungen, während auf der Aussenseite dieser Wände der Heizdampf mit der constanten Temperatur t des Admissionsdampfes wirkt; sonach müssten die Wände eine Temperatur annehmen, gleich dem arithmetischen Mittel zwischen T_m und t. Dies gibt für Dampfhemdmaschinen — vorausgesetzt, dass die sämmtlichen Wände (einschliesslich der Kolbendeckel und der Wände der schädlichen Räume) geheizt wären — eine mittlere Wandtemperatur

$$T_m' = \frac{1}{2}(T_m + t)$$

hieraus folgt

$$t - T_m' = \frac{1}{2}(t - T_m) \quad \ldots \quad 92)$$

d. h. bei den Dampfhemdmaschinen wäre (unter den oben ausgesprochenen Voraussetzungen) die Differenz zwischen der Admissionstemperatur und der Wandtemperatur genau nur halb so gross, als bei den Maschinen ohne Hemd.

Wenn man sonach, wie es anscheinend naturgemäss erscheint, annehmen würde, dass der im Weiteren näher zu behandelnde Admissionsverlust, d. h. der Abkühlungsverlust in der Admissionsperiode, der eben bezeichneten Temperaturdifferenz proportional sei, so wäre dieser Verlust (Niederschlag an den Wänden innerhalb des Dampfcylinders) unter sonst gleichen Umständen (Spannung, Füllung, Geschwindigkeit etc. betreffend) in einer gewissen Zeit oder für einen einzelnen Hub bei einer Dampfhemdmaschine genau nur halb so gross, als bei einer Maschine ohne Hemd. In Anbetracht, dass die Dampfhemdmaschine unter den gewissen sonst gleichen Umständen auch eine ansehnlich grössere Leistung auf ihrer Seite hat, wird hierdurch die Condensation im Dampfhemde (als Vermehrung des Abkühlungsverlustes einer Dampfhemdmaschine) grossentheils paralysiert, und es sollte sonach selbst der gesammte Abkühlungsverlust (einschliesslich der Condensation im Hemde) pro Pferdekraft und Stunde bei einer Dampfhemdmaschine nicht ansehnlich mehr betragen als die Hälfte dieses Verlustes bei einer Maschine ohne Hemd! Dies ist nun erwiesenermassen nicht der Fall; die Dampfersparniss auf Seite des Dampfhemdes ist thatsächlich eine bedeutend geringere; es kann aber auch füglich nicht der Fall sein, weil die Bedingungen, unter welchen die mittleren Dampftemperaturen T_m und T_m' zugleich die mittleren Wandtemperaturen wären, nie eintreffen! Und doch müssen wir mit den Dampftemperaturen rechnen, da wir nur diese, keineswegs aber die wirklichen Wandtemperaturen kennen!

Der Umstand, dass die Dampfersparniss auf Seite des Dampfhemdes thatsächlich bedeutend kleiner ist, als sie sich rechnungsmässig herausstellt, wenn man den Abkühlungsverlust der Differenz $t - T_m$ (zwischen der Admissionstemperatur t und der mittleren Dampftemperatur T_m) als proportional annimmt, führt uns auf die Vermuthung, dass der Abkühlungsverlust der Quadratwurzel aus jener Temperatur-Differenz als proportional anzunehmen sei, wenn man mittelst der betreffenden Verlust-Formel mit den einschlägigen Versuchsresultaten möglichst übereinstimmende Rechnungsresultate erhalten will, worauf es hier doch vornehmlich, ja ausschliesslich ankommt.

Die ausgesprochene Vermuthung wurde mir zur Gewissheit, als ich diesbezügliche Rechnungs-Combinationen anstellte, welche ergaben, dass bei Einsetzung des Factors $t - T_m$ in die Dampfverlust-Formel der numerische Coëfficient derselben für die Condens.-Maschinen ein anderer sein müsste, als bei den Auspuff-Maschinen, und dass bei Einsetzung von $\sqrt{t - T_m}$ als Factor dieser Coëfficient für beide Maschinen-Gattungen gleich gross ausfällt, wie es sich allerdings gehört.

Die Quadratwurzel spielt indess bei dem Abkühlungsverluste noch eine anderweitige Rolle, nämlich in Beziehung auf die Zeit Der Abkühlungs- als Admissionsverlust einer gewissen Maschine (von gegebenen Dimensionen bei gewissen Dampfspannungen etc.) ist nämlich in einer gewissen Zeit. z. B pro Stunde, naturgemäss desto grösser, je schneller einerseits die Maschine läuft, d. h. je grösser ihre Kolbengeschwindigkeit c ist, und je länger andererseits die Admission dauert, d. h. je grösser der Füllungswinkel φ ist, — beides im Verhältniss der Quadratwurzel. Hiernach ist der Abkühlungsverlust pro Stunde der Grösse $\sqrt{\varphi c}$ proportional.*) Hierbei ist der Füllungswinkel, d. i. der während der Admission zurückgelegte Kurbelwinkel

$$\varphi = \text{arc. sin. vers. } 2 \cdot \frac{l_1}{l}$$

§ 53.

Die Factoren der Formel für den Abkühlungsverlust.

Mit Rücksicht auf das Vorhergehende wird sich in der Admissionsperiode an den den Dampf einschliessenden Wänden während einer gewissen Zeit, — sei es pro Stunde — eine Dampfmenge (dem Gewichte nach) niederschlagen, welche ein Vielfaches sein wird:

a) von der Quadratwurzel aus der Dampftemperatur-Differenz ($t - T_m$);
b) von der Abkühlungsfläche (in selbstverständlicher Weise);
c) von einem empirischen Factor, welcher mit der Dampfdichte zu- und abnimmt, wovon demnächst das Weitere folgt;

*) Die ursprüngliche Annahme, „dass der Abkühlungsverlust während der Admission bei einem einzelnen Hube proportional ist der (zeitlichen) Admissionsdauer", steht in naher Beziehung mit Grashof's betreffender Regel. Ich fand mich bereits in der 2. Auflage dieses Buches veranlasst, dieser ersten eine zweite Annahme entgegen zu halten, nämlich die obige Annahme, dass der Admissionsverlust pro Stunde der Grösse $\sqrt{\varphi c}$ proportional ist. In der zweiten Auflage habe ich — aber nur mit Widerwillen — beide Annahmen festgehalten und aus den betreffenden beiden Berechnungsresultaten gezwungenerweise die arithmetischen Mittel genommen. In Folge dessen war ich (um den Gesammt-Dampfconsum mit den Erfahrungs-Resultaten übereinstimmend zu erhalten) weiter gezwungen, den Dampflässigkeitsverlust in dem „Theoretischen Theile" (der 2. Auflage) anders zu bemessen, als in dem „Practischen Theile". Dieser Unzukömmlichkeit wird in der gegenwärtigen dritten Auflage begegnet, und zugleich dem thatsächlichen Verhalten des Admissionsdampfes bei seiner Abkühlung nach allem Ermessen besser Rechnung getragen, indem ich die anfangs gedachte (erste) Annahme fallen lasse und nur die zweite, bereits oben geltend gemachte Annahme (nämlich die Proportionalität mit $\sqrt{\varphi c}$) festhalte.

d) von der Quadratwurzel aus dem Producte der Kolbengeschwindigkeit c und des Füllungswinkels φ, d. h. von der Grösse $\sqrt{\varphi c}$, wobei $\varphi =$ arc. sin. vers. $2 \frac{l_1}{l}$,

e) von dem betreffenden empirisch festzusetzenden numerischen Coëfficienten.

Note. Die während der Admission im Dampfcylinder an den Wänden zur Condensation gelangende Dampfmenge bildet die Gesammtmenge des Abkühlungsverlustes bei den Maschinen ohne Hemd; es findet zwar eine weitere Abkühlung des Dampfes an den Wänden (abgesehen von der Abkühlung, welche die Expansion mit Arbeitsverrichtung an und für sich mit sich bringt, und welche als Dunstbildung in dem expandierenden Dampfe sich äussert) auch noch während der Expansion und zwar so lange statt, als der expandierende Dampf eine höhere Temperatur im Vergleiche mit der thatsächlichen Wandtemperatur besitzt; allein dieser Niederschlag an den Wänden nach bereits erfolgter Absperrung des Admissionsdampfes ist schon einbegriffen in der während der Admission in den Cylinder eintretenden Dampfmenge; derselbe beeinträchtigt sonach zwar die Grösse der Expansionswirkung (was bereits abgethan ist), gehört jedoch keineswegs zum Dampfverluste.

Bei den Dampfhemdmaschinen kommt zu der während der Admission innerhalb des Dampfcylinders an den Wänden niedergeschlagenen Dampfmenge die in dem Dampfhemde condensierte Dampfmenge als ein Plus an Abkühlungsverlust additiv hinzu, wovon später das Weitere folgt.

§ 54.

Abkühlungsverlust der Eincylinder-Maschinen (ohne und mit Dampfhemd).

Zu den in dem Vorhergehenden unter a), b), c), d) und e) aufgezählten Factoren ist für eine Eincylinder-Maschine das Folgende zu bemerken:

Ad a). Der erste in die Formel für den Abkühlungsverlust einzusetzende Factor ist bei Maschinen ohne Hemd nach dem obigen

$$\sqrt{t - T_m} \quad . \quad . \text{ ad a)}$$

wobei am besten nach 91 . γ) $T_m = \frac{1}{2}(t_m + t_v)$ zu setzen ist; hierin bezeichnet nach dem Vorausgegangenen:

t_m die zu der mittleren (förderlichen) Hinterdampfspannung p_m (nach Fliegner's Tabelle) gehörige mittlere Hinterdampftemperatur,

t_v die zu der mittleren (hinderlichen) Vorderdampfspannung p_v (nach Fliegner's Tabelle) gehörige mittlere Vorderdampftemperatur.

Die Werthe von p_m und p_v sind in der „Theor. Tab. J" (S. 16 und 17), sowie die zugehörigen Werthe von t_m und t_v in der „Theor. Tab. K" (S. 18 und 19) für alle Maschinengattungen übersichtlich zusammengestellt.

Ad b). Als zweiter Factor fungiert die Abkühlungsfläche; dieselbe besteht erstlich aus der Cylinderdeckelfläche $\frac{1}{4} D^2 \pi$ und der Kolbenfläche von der gleichen Grösse, welche beiden Flächen in der Gesammtgrösse $\frac{1}{2} D^2 \pi$ während der ganzen Dauer der Admission die abkühlende Wirkung äussern.

Hierzu kommt die Cylindermantelfläche und die Oberfläche des schädlichen Raumes. Was zunächst den schädlichen Raum betrifft, dessen Ober-

fläche in gleicher Weise, wie die beiden Deckelflächen, während der ganzen Dauer der Admission kühlend wirkt, wollen wir den üblichen Ausführungen im Mittel entsprechend die Annahme machen, der durchschnittliche Querschnitt des schädlichen Raumes (einbeziehlich des zwischen Kolbendeckel und Cylinderdeckel eingeschlossenen Theiles) betrage beiläufig ein Drittel des Cylinder-Querschnittes $1/_4\, D^2 \pi$; (auf die Dampfkanäle entfällt hierbei ein Querschnitt, beiläufig gleich $1/_{10}$ bis $1/_{12}$ der Kolbenfläche). Bei dem Coëfficienten m des schädlichen Raumes und dem absoluten Volumen $\frac{D^2 \pi}{4}\, l\, m$ desselben entspricht dieser Annahme die Gesammt-Oberfläche des schädlichen Raumes (abgerundet)

$$2\, D \pi\, l\, m$$

Die Cylindermantelfläche selbst kommt während der Admission als kühlend mit dem Antheile $D \pi\, l\, \frac{l_1}{l}$ und zwar derart in Betracht, dass dieselbe von Null angefangen allmählich bis zu diesem ganzen Betrage zur Wirksamkeit gelangt, wonach, ohne einen irgend ansehnlichen Fehler zu begehen, während der ganzen Admission die Hälfte dieser Fläche als wirksam angenommen werden kann*), d. h. die Fläche

$$1/_2\, D \pi\, l\, \frac{l_1}{l}.$$

Im Ganzen ist somit die abkühlend wirksame Cylindermantelfläche einschliesslich des schädlichen Raumes

$$1/_2\, D \pi\, l\, \frac{l_1}{l} + 2\, D \pi\, l\, m = 1/_2\, D \pi\, l \left(\frac{l_1}{l} + 4\, m \right)$$

Einschliesslich der summarischen Cylinder- und Kolben-Deckelfläche $1/_2\, D^2 \pi$ beträgt daher die abkühlend wirksame Gesammtfläche

$$1/_2\, D^2 \pi + 1/_2\, D \pi\, l \left(\frac{l_1}{l} + 4\, m \right) = 1/_2\, D^2 \pi \left\{ 1 + \frac{l}{D} \left(\frac{l_1}{l} + 4\, m \right) \right\} \quad . \quad . \text{ ad b)}$$

Bemerkung. Der sichtlich (namentlich bei kleinen Füllungen) sehr bedeutende Einfluss des schädlichen Raumes auf die Grösse der Abkühlungsfläche (indem zu l_1/l das 4fache m additiv hinzukommt), lässt diesen Raum von diesem Gesichtspunkte als wirklich schädlich, weil dampfzehrend, erscheinen. Diese ungünstige Wirkung macht einerseits einen möglichst kleinen schädlichen Raum namentlich bei solchen Maschinen wünschenswerth, welche vorwiegend mit kleinen Füllungen arbeiten, andererseits lässt sich diese ungünstige Wirkung auch von diesem Standpunkte durch dasselbe Mittel im Wesentlichen paralysieren, welches bereits von

*) Durch diese Annahme umgeht man eine ziemlich umständliche Integration, welche die hier angestrebte möglichste Einfachheit der Darlegung in hohem Grade alterieren und den obigen Ansatz $1/_2\, D \pi\, l\, \frac{l_1}{l}$ dennoch nur sehr unbedeutend abändern würde. Siehe hieruber Grashof's Abhandlung in der Zeitschrift des Vereins deutscher Ingenieure 1884 S. 293 und in desselben Autors „Theorie der Kraftmaschinen" S. 737 bis 742, woselbst die dortige Function $f(\varphi_1)$ fur die vorkommenden Fullungen $\frac{l_1}{l}$ (dortselbst ε_1) den abgerundeten Werth $1{,}1\, \frac{l_1}{l}$ annimmt, wonach anstatt des obigen $1/_2\, D \pi\, l\, \frac{l_1}{l}$ genauer $0{,}_{55}\, D \pi\, l\, \frac{l_1}{l}$ zu setzen wäre. In Bezug auf diese geringe Abweichung wird der unvermeidliche empirische Coefficient ohnehin das Seinige thun, bezw. es wäre mit Rücksicht auf die Unvermeidlichkeit dieses empirischen Coefficienten und noch anderer unmöglicher Weise streng theoretisch zu erschwingenden Dinge bei der vorliegenden Ausmittlung eine Complication zur Vermeidung dieser Abweichung keineswegs preiswurdig.

einem anderen Gesichtspunkte als erspriesslich befunden worden ist, nämlich durch die Anwendung einer ansehnlichen Compression; hierdurch werden die Wandungen des schädlichen Raumes erwärmt und wird somit die Abkühlung des Admissionsdampfes an diesen Wandungen in einer ähnlichen Weise herabgemindert, als ob ein kleinerer (als der wirkliche) schädlicher Raum vorhanden wäre; dies gibt uns auch einen Fingerzeig, wie etwa der diesbezüglichen Wirkung der Compression bei der Berechnung des Abkühlungsverlustes Rechnung zu tragen wäre; es wird dies einfach in der Art geschehen, dass man bei vorhandener ansehnlicher Compression einen kleineren (als den wirklichen) schädlichen Raum für den Abkühlungsverlust als wirksam annimmt, d. h. etwa 0,6 bis 0,75 m anstatt m, somit 2,5 bis 3 m anstatt 4 m in die betreffende Formel einsetzt. (Calculiert aus Prof. Dörfel's Versuchen.)

Ad c). Was den oben erwähnten empirischen Factor betrifft, „welcher mit der Dampfdichte zu- und abnimmt", so kann man zunächst die folgende schlichte Erklärung in Betracht ziehen: Bei einer gewissen auf die Abkühlung wirkenden Temperaturdifferenz wird die Menge des an den abkühlenden Wänden tropfbar niedergeschlagenen Dampfes auch noch desto grösser sein, je dichter dieser Dampf ist, denn nach Massgabe der grösseren Dichte kommt eine grössere Anzahl von Molekülen desselben mit der kühlenden Wandfläche in Berührung und wird tropfbar niedergeschlagen; ob hierbei einfache Proportionalität der Dichte σ oder aber ein anderes Abhängigkeitsverhältniss von Dichte oder Spannung stattfinde, ist theoretisch nicht eruiert und kann nur auf Grundlage von Versuchsresultaten annähernd angegeben, bezw. in der betreffenden Formel angenommen werden*). Es ist auch vollends gleichgiltig, ob die eben versuchte schlichte Erklärung des Vorganges auf formelle Richtigkeit Anspruch machen kann: die Hauptsache ist, dass die zu entwickelnde Dampfverlustformel mit wachsender Spannung einen annähernd solchen Verlauf des Dampfverlustes liefere, wie derselbe durch die Resultate der an den Dampfmaschinen abgeführten Versuche nachgewiesen worden ist! Dieser wichtigste Umstand verlangt nun nach sehr zahlreich angestellten Combinationen die Einsetzung eines Factors, welcher für Maschinen ohne Hemd mindestens $= \sigma$ sein muss. Die Versuche in Creusot vom Jahre 1883 (behandelt in „Annales des mines" 1884, tome VI, 5e livr. p. 197 . . .) würden sogar die Einsetzung einer höheren Potenz (als der ersten) von σ erheischen; dass auch dies möglich ist, wird sofort erklärlich, wenn man annimmt, dass man daselbst mit etwas feuchtem Dampfe arbeitete, welcher eben ein grösseres specifisches Gewicht besitzt, als der gesättigte Dampf von gleicher Spannung. Indem ich die Resultate dieser Versuche zahlreichen andern entgegenhielt, entschloss ich mich zuletzt bei Maschinen ohne Hemd für den Factor

$$p \quad . \quad . \text{ ad c)}$$

welcher bei gesättigtem Dampfe der Dichte desselben nahe proportional und für practische Berechnungen handlicher ist, als eben die Dichte selbst.

---

*) Zwar ist der dichtere Admissionsdampf eo ipso auch wärmer als der minder dichte, allein in einem viel zu kleinen Verhältnisse; die diesfalls massgebende Temperaturdifferenz $t - T_m$ beträgt z. B. für eine Condens.-Maschine mit $\frac{l_1}{l} = 0{,}_{10}$ bei $p = 4$ Atm. rund 50°, bei $p = 8$ Atm. (also bei der nahezu doppelten Dichte) rund 65° (d. i. nur um 30% mehr); übrigens haben wir selbst diesem geringfügigen (weil eben nur der Temperatur Rechnung tragenden) Einflusse durch die Nothwendigkeit der Einsetzung von $\sqrt{t - T_m}$ anstatt $(t - T_m)$ als Factor „die Spitze abgebrochen"; der Dampfdichte muss sonach separat Rechnung getragen werden, wenn man sich mit den Erfahrungs- (Versuchs-) Resultaten über den Dampfverlust nicht in Widersprüche setzen will.

Bei den Dampfhemdmaschinen setzt sich der Abkühlungsverlust aus zwei Theilen zusammen, wovon der erste (nämlich der eigentliche Admissionsverlust) gemäss dem Vorausgegangenen gegen 70% des Verlustes ohne Hemd betragen kann und jedenfalls das Gesetz der Maschinen ohne Hemd befolgt, also der Spannung p einfach proportional angenommen werden kann, während der zweite Antheil aus der Condensationsmenge im Dampfhemde besteht, und (anstatt der einfachen Spannung p) etwa der Grösse $\sqrt[3]{p}$ proportional angenommen werden kann (wie dies von Prof. A. Káš für die Condensationsmenge in Dampfleitungen beiläufig befunden worden ist; die Condensation im Dampfhemde dürfte aber nach einem ähnlichen Gesetze, wie in einer Dampfleitung vor sich gehen). Will man diese beiden Antheile nicht separat berechnen, sondern den Gesammtverlust der Dampfhemdmaschinen (einschliesslich der Condensation im Dampfhemde) nach einer einzigen Formel (wie ohne Hemd) ermitteln, so wird in diese Formel ein Factor zwischen p und $\sqrt[3]{p}$ jedoch viel näher an p, passender Weise $\sqrt[4]{p^3}$ einzusetzen sein. Selbstverständlich wird sodann der numerische Erfahrungs-Coëfficient der Dampfverlustformel von jenem der Maschinen ohne Hemd etwas verschieden sein.

Ad d). Der Abkühlungs- als Admissionsverlust in einer gewissen Zeit, sei es pro Stunde, ist der Quadratwurzel aus der Kolbengeschwindigkeit c und aus dem Füllungswinkel φ proportional; der einzusetzende Factor ist sonach

$$\sqrt{\varphi c} \quad . \quad . \text{ ad d)}$$

Mit Beachtung der ad a), ad b), ad c) und ad d) gegebenen Erklärungen ergibt sich, indem wir die Festsetzung des numerischen Coëfficienten erst bei der schliesslichen Formel vornehmen werden, als Abkühlungsverlust (in einer Stunde) für Maschinen ohne Dampfhemd, und sagen wir auch gleich ohne (namhafte) Compression, die Grösse

$$Q'' = \text{Coëff.} \sqrt{t - T_m} \,.\, {}^1/_2 \, D^2 \pi \left\{ 1 + \frac{l}{D} \left(\frac{l_1}{l} + 4m \right) \right\} . \, p \, . \sqrt{\varphi c} \quad . \quad . \, 93)$$

Hält man diese Beziehung mit der Gleichung 71) resp. 72) nämlich mit

$$N_i = \frac{2}{75} O \, c \, p_i = \frac{400}{3} O \, c \, p_i$$

zusammen, und beachtet, dass ${}^1/_4 \, D^2 \pi$ mit der wirksamen Kolbenfläche O nahezu identisch (und jedenfalls proportional) ist, so ergibt sich (durch Division von Q'' mit N_i) der Abkühlungsverlust pro indicierte Pferdekraft in der Stunde:

$$C_i'' = \frac{Q''}{N_i} = \text{Const.} \sqrt{t - T_m} \; p \sqrt{\varphi} \left\{ 1 + \frac{l}{D} \left(\frac{l_1}{l} + 4m \right) \right\} \frac{1}{\sqrt{c}} \frac{1}{p_i}$$

Mit Einsetzung des aus den Versuchsresultaten gefolgerten numerischen Coëfficienten folgt für Eincylinder-Maschinen ohne Dampfhemd:

$$\sqrt{c} \; C_i'' = 0{,}20 \sqrt{t - T_m} \; p \sqrt{\varphi} \left\{ 1 + \frac{l}{D} \left(\frac{l_1}{l} + 4m \right) \right\} \frac{1}{p_i} \quad . \quad . \, 94)$$

Hierin ist $T_m = \frac{1}{2}(t_m + t_v)$, wobei die Werthe von t_m und t_v (nebst t) aus der Theor. Tab. K, S. 18 zu entnehmen sind, während

$$\varphi = \text{arc. sin. vers. } 2\,\frac{l_1}{l}$$

Für die Dampfhemd-Maschinen ist, wenn man den gesammten Abkühlungsverlust derselben (den eigentlichen Admissionsverlust vermehrt um die im Dampfhemde condensierte Dampfmenge) mittelst einer einzigen Formel ermitteln will wie im Vorhergehenden erklärt wurde, der Factor p (welcher in 94) anstatt der Dichte fungiert) durch den Factor $\sqrt[4]{p^3}$ zu ersetzen und der numerische Coëfficient entsprechend abzuändern.

Hiernach hat man für den Abkühlungsverlust der Eincylinder-Dampfhemd-Maschinen (einschliesslich der Condensation im Dampfhemde):

$$\sqrt{c}\; C_i'' = 0{,}25\,\sqrt{t - T_m}\,\sqrt[4]{p^3}\sqrt{\varphi}\,\left\{1 + \frac{l}{D}\left(\frac{l_1}{l} + 4\,m\right)\right\}\frac{1}{p_i} \quad . \quad . \; 95)$$

Hierin sind für die mittlere Dampftemperatur $T_m = \frac{1}{2}(t_m + t_v)$ die Werthe von t_m und t_v (nebst t) abermals aus der Theor. Tab. K, S. 18 zu entnehmen, während

$$\varphi = \text{arc. sin. vers. } 2\,\frac{l_1}{l}$$

Welcher Antheil von diesem Gesammtverluste auf das Dampfhemd (Condensation in demselben) entfällt, kann immerhin auf Grundlage gewonnener Versuchsresultate separat ausgemittelt werden.

Um die Ausdrücke 94) und 95) nach der diesem Buche eigenthümlichen Methode tabellarisch behandeln, d. h. für die Grösse $\sqrt{c}\; C_i''$ fertige numerische Werthe angeben zu können, wird zunächst für den Coëfficienten m des schädlichen Raumes ein Mittelwerth ($m = 0{,}04$) anzunehmen, und ausserdem das durchschnittliche Hubverhältniss $\frac{l}{D} = 2$ in Rechnung zu bringen sein. Alsdann wird für jede Maschinengattung die Grösse $\sqrt{c}\; C_i''$, correspondierend mit p_i und mit $T_m = \frac{1}{2}(t_m + t_v)$, lediglich von der Admissionsspannung p und von der Füllung $\frac{l_1}{l}$ abhängig, bezw. durch diese beiden charakteristischen und geläufigen Grössen gegeben sein. Um aber die tabellarischen Angaben über $\sqrt{c}\; C_i''$ auch für andere Hubverhältnisse $\frac{l}{D}$ (welche von der Grösse $= 2$ verschieden sind) benutzen zu können, werden diese Angaben mit dem Coëfficienten

$$\frac{1 + \frac{l}{D}\left(\frac{l_1}{l} + 4\,m\right)}{1 + 2\left(\frac{l_1}{l} + 4\,m\right)} \quad . \quad . \; 96)$$

zu corrigieren sein, welcher Corrections-Coëfficient (bei der durchschnittlichen Annahme $m = 0{,}04$) ausser von $\frac{l}{D}$ auch von der Füllung $\frac{l_1}{l}$ abhängig erscheint und in einer hinzugefügten Tabelle numerisch anzugeben sein wird.

§ 55.

Der Dampfhemdverlust als Antheil des Abkühlungsverlustes bei Dampfhemd-Maschinen.

Wir wollen nun denjenigen Antheil des Abkühlungsverlustes, welcher bei den Dampfhemd-Maschinen auf das Dampfhemd selbst entfällt, jedoch in dem nach Vorhergehendem auszumittelnden Abkühlungsverluste bereits einbegriffen ist, separat rechnungsmässig beurtheilen.

Für diesen Verlustantheil (Condensation im Dampfhemde) ist die mittlere Temperatur der abkühlend wirkenden Cylinderwände nach 92)

$$T_m' = \tfrac{1}{2}\,(T_m + t)$$

In dem Dampfhemde ist fortwährend (ähnlich wie bei einer Dampfleitung durchströmend) Dampf von der Spannung p und der zugehörigen Temperatur t vorhanden; es wirkt somit auf die Abkühlung dieses Dampfes ein Temperatur-Unterschied

$$t - T_m' = \tfrac{1}{2}\,(t - T_m)$$

wobei in bereits bekannter Weise die mittlere Dampftemperatur

$$T_m = \tfrac{1}{2}\,(t_m + t_v)$$

aus den mittleren Dampfspannungen p_m und p_v (hinter und vor dem Kolben) gefolgert, bezw. aus der Theor. Tab. K, S. 18 entnommen werden kann.

In Uebereinstimmung mit dem Vorhergehenden (§ 53) kann in einer gewissen Zeit (sagen wir wieder pro Stunde)

ad a) der Abkühlungsverlust auch im Dampfhemde der Wurzelgrösse

$$\sqrt{t - T_m'} \text{ beziehentlich jener } \sqrt{t - T_m}$$

als proportional angenommen werden.

ad b). Als Abkühlungsfläche fungieren unausgesetzt, wenn ausser der Cylindermantelfläche $D\pi l$ auch die beiden Cylinderdeckelflächen zusammen $\frac{1}{2} D^2 \pi$ geheizt sind, eben diese Flächen in dem Gesammtbetrage

$$\frac{1}{2} D^2 \pi + D \pi l = D^2 \pi \left(\frac{1}{2} + \frac{l}{D}\right)$$

Bemerkung. Die angesetzte Abkühlungsfläche betrifft die Abkühlung seitens des Cylinderdampfes. Streng genommen käme die Abkühlung seitens der äusseren Dampfmantelflächen dazu, welche allerdings durch eine möglichst wärmedichte Umhüllung thunlichst paralysiert wird; die betreffende Abkühlungsfläche ist indess der eben angesetzten nahe proportional und es wäre wohl kaum der Mühe werth, für die Abkühlung im Dampfhemde zwei besondere Antheile, nämlich die Abkühlung von innen (von den Cylinderwänden) und jene von aussen (von dem umhüllten Mantel) zu unterscheiden und rechnungsmässig apart zu behandeln.

ad c). Als derjenige Factor, welcher mit der Dichte des zu condensierenden Dampfes, bezw. mit dessen Spannung p zusammenhängt, ist hier, um auch diesfalls mit den Versuchsresultaten möglichst übereinstimmende Rechnungsresultate zu erhalten, wie auf S. 182 angedeutet wurde,

$$\sqrt[3]{p}$$

einzusetzen.

Note. Die Abkühlung im Dampfhemde ist nämlich in dortselbst erwähnter Weise mit jener in den Dampfleitungen gesetzmässig verwandt, und in den letzteren (somit auch in dem ersteren) kann die Abkühlungs- (Condensations-) Menge in einer gewissen Zeit nach Combinationen meines Mitarbeiters, Prof. A. Káš, der Grösse $\sqrt[3]{p}$ proportional angenommen werden.

ad d). Die Dauer der Abkühlung kommt hier insofern ausser Betracht, als die Abkühlungsmenge in einer gewissen Zeit im Dampfhemde (ebenso wie in einer Dampfleitung) dieser Zeit einfach proportional ist, somit in dem betreffenden numerischen Coëfficienten als Factor einbegriffen sein wird.

Mit Beachtung der ad a, b, c, d eben gegebenen Ansätze ergibt sich für den Abkühlungsverlust in dem Dampfhemde pro Stunde der Ausdruck

$$Q'' = \text{Coëff.}\ \sqrt{t - T_m}\ D^2 \pi \left(\frac{1}{2} + \frac{l}{D}\right) \sqrt[3]{p}$$

Hält man dieser Beziehung jene 71) resp. 72) nämlich

$$N_i = \frac{\mathfrak{A}}{75}\ O\, c\, p_i = \frac{400}{3}\ O\, c\, p_i$$

entgegen, und beachtet, dass $D^2 \pi$ und O als einander proportional angenommen werden können, so erhält man (indem man $\mathfrak{Q}''$ durch N_i dividiert) den Abkühlungsverlust $\mathfrak{C}_i''$ in dem Dampfhemde pro indicierte Pferdekraft in der Stunde, und zwar ergibt sich:

$$c\, \mathfrak{C}_i'' = \text{Const.} \sqrt{t - T_m}\ \sqrt[3]{p} \left(\frac{1}{2} + \frac{l}{D}\right) \frac{1}{p_i} \quad . \quad . \ 97)$$

Um auch diesen Ausdruck tabellarisch behandeln, d. h. für gegebene p und $\frac{l_1}{l}$ fertige (numerische) Werthe des Productes $c\, \mathfrak{C}_i''$ ansetzen zu können, nehmen wir vorläufig das Hubverhältniss

$$\frac{l}{D} = 2$$

an, wodurch $\frac{1}{2} + \frac{l}{D} = 2{,}5$ wird, somit in den numerischen Coëfficienten übergeht, und man hat einfach:

$$c\, \mathfrak{C}_i'' = \text{Const.} \sqrt{t - T_m}\ \sqrt[3]{p}\ \frac{1}{p_i} \quad . \quad . \ 97')$$

Die hiermit erhaltenen Werthe von $\mathfrak{C}_i''$ bezw. von $c\, \mathfrak{C}_i''$ werden sodann für das jeweilige Hubverhältniss $\frac{l}{D}$ mit dem Coëfficienten

$$\frac{1}{2{,}5}\left(\frac{1}{2} + \frac{l}{D}\right) = 0{,}4 \left(0{,}5 + \frac{l}{D}\right) \quad . \quad . \ 98)$$

zu corrigieren sein.

Note. Der constante Coëfficient („Const.“) in 97′) wäre den Versuchsresultaten entsprechend numerisch zu bestimmen, und zwar einmal für die vorausgesetzte Heizung auch der Cylinderdeckel, das anderemal für die (meistens vorkommende) Heizung des Cylinders allein. Für diesen letzteren Fall bleibt nämlich die Formel 97′) (bis auf die Grösse des numerischen Coëfficienten) für $\frac{l}{D} = 2$ aufrecht, der Cor-

rections-Coëfficient à Conto des Hubverhältnisses erhält jedoch anstatt 98) den Werth

$$\frac{1}{2}\frac{l}{D} \quad . \; . \; 98')$$

d. h. der Dampfhemdverlust (pro indicierte Pferdekraft und Stunde) ist diesfalls dem Hubverhältnisse $\frac{l}{D}$ einfach proportional. Der Verfasser kam bisher nicht dazu, die Formel 97') numerisch auszubeuten, und hat diesen Gegenstand nur deshalb hier aufgenommen, damit er nicht in Vergessenheit gerathe, obwohl er allerdings nur eine akademische Bedeutung hat

§ 56.

Abkühlungsverlust der Zweicylinder-Maschinen und der Dreicylinder-Maschinen (Verbundmaschinen).

Der zu rechnende Abkühlungsverlust findet lediglich während der Admission im Hochdruckcylinder statt; weitere Condensationserscheinungen (bei der Expansion im Hochdruckcylinder, bei der Admission und Expansion in den Expansions-Cylindern) beeinträchtigen nur die Grösse der Dampfwirkung und sind diesfalls als bereits (in der indicierten Spannung etc.) berücksichtigt anzusehen. Jedenfalls kommt aber zu dem genannten Abkühlungsverluste (Admissionsverluste des Hochdruck-Cylinders) die Abkühlung bezw. Condensation in seinem Dampfhemde, ferner in den Dampfhemden der Expansions-Cylinder und in den Receivern (im Falle auch diese geheizt sind) additiv hinzu, und könnte entweder separat gerechnet werden, oder aber kann (einfacher) in den Admissionsverlust des Hochdruckcylinders (mutatis mutandis — wie dies bei den Eincylinder-Dampfhemdmaschinen im Vergleiche mit solchen ohne Hemd geschehen ist) einbezogen werden.

Für den Admissionsverlust des Hochdruck-Cylinders bezeichne (vorwiegend wie bisher), zunächst bei einer Zweicylinder-Maschine:

p die absolute Admissionsspannung,
t die zugehörige Dampftemperatur;
p_m die mittlere (förderliche) Hinterdampfspannung im Hochdruckcylinder,
t_m die zugehörige mittlere Hinterdampftemperatur;
p_v' die mittlere (hinderliche) Vorderdampfspannung im Hochdruckcylinder — abgesehen von dem unvermeidlichen Spannungsverlust bei dem Dampfübertritte zugleich die mittlere (förderliche) Hinterdampfspannung im Expansionscylinder,
t'_v die zugehörige mittlere Vorderdampftemperatur im Hochdruckcylinder;
$T_m = \frac{1}{2}\,(t_m + t'_v)$ die mittlere im Hochdruckcylinder herrschende Dampftemperatur;
$\frac{v}{V}$ das Cylinder-Volumenverhältniss,

O' die wirksame Kolbenfläche, D' den Kolbendurchmesser, l' den Hub, m' den Coëffic. des schädlichen Raumes — des Hochdruckcylinders,

$\frac{l_1}{l}$ die reducierte (der Total-Expansion entsprechende) Füllung,

$\frac{l_1'}{l'} = \frac{l_1}{l}\frac{V}{v}$ die Füllung des Hochdruck-Cylinders,

$\varphi' =$ arc. sin. vers. $2\frac{l_1'}{l'}$ den zugehörigen Admissions-Kurbelwinkel.

Gemäss dem Vorhergehenden kommen für den fraglichen Admissionsverlust als Factoren in Betracht (siehe § 53):

ad a). Die Quadratwurzel aus der wirksamen Temperaturdifferenz:

$$\sqrt{t - T_m} \quad . \quad . \text{ ad a)}$$

ad b). Als Abkühlungsflächen die Cylinderdeckelfläche und Kolbendeckelfläche in dem Gesammtbetrage $\frac{1}{2} D'^2 \pi$, sodann die Gesammtoberfläche des schädlichen Raumes des Hochdruck-Cylinders, analog dem Vorhergehenden in dem Betrage $2 D' \pi l' m'$ — beide diese Flächen während der ganzen Dauer der Admission kühlend; ferner die während der Admission allmählich von Null bis zu dem ganzen Betrage blossgelegte Füllungs-Mantelfläche des Dampfcylinders, deren Hälfte $\frac{1}{2} D' \pi l' \frac{l_1'}{l'}$ wir auch diesfalls als während der ganzen Admission kühlend annehmen können. Sonach ist die gesammte kühlende Fläche

$$\tfrac{1}{2} D'^2 \pi + 2 D' \pi l' m' + \tfrac{1}{2} D' \pi l' \frac{l_1'}{l'} = \tfrac{1}{2} D'^2 \pi \left\{ 1 + \frac{l'}{D'} \left(\frac{l_1'}{l'} + 4 m' \right) \right\} \quad . \quad . \text{ ad b)}$$

ad c). Als den genannten, vor der Hand empirischen, mit der Dampfdichte zusammenhängenden Factor nehmen wir diesfalls (um eben wieder mit den Versuchsresultaten möglichst übereinstimmende Berechnungsresultate zu erzielen, wie vorhin bei den Eincylinder-Maschinen mit Dampfhemd)

$$\sqrt[4]{p^3} \quad . \quad . \text{ ad c)}$$

in Betracht.

Note. Es erscheint zu dem Zwecke der hier angestrebten möglichsten Uebereinstimmung mit den Versuchsresultaten nicht geboten, in Bezug auf den genannten empirischen Factor und überhaupt in Bezug auf den Abkühlungsverlust pro Pferdekraft und Stunde irgend einen Unterschied „mit“ und „ohne“ Heizung des Receivers zu machen. Näheres hierüber enthält der sogleich nachfolgende § 57.

ad d). Der Abkühlungsverlust ist schliesslich nach dem Vorausgehenden der Quadratwurzel aus der Kolbengeschwindigkeit c und aus dem Füllungswinkel φ', somit der Grösse

$$\sqrt{\varphi' c} \quad . \quad . \text{ ad d)}$$

direct proportional.

Die eben vorangehends ad a), b), c) und d) angesetzten Factoren geben als Abkühlungsverlust im Hochdruck-Cylinder, in einer Stunde (vorbehaltlich der späteren Bestimmung des numerischen Coëfficienten) die Grösse:

$$Q'' = \text{Coëff.}\ \sqrt{t - T_m}\ \tfrac{1}{2} D'^2 \pi \left\{ 1 + \frac{l'}{D'} \left(\frac{l_1'}{l'} + 4 m' \right) \right\} \sqrt[4]{p^3}\ \sqrt{\varphi' c}$$

Wenn man, wie dies vorwiegend der Fall ist, die Gleichheit des Hubes beider Cylinder annimmt, so kann man die Kolbenfläche

$$\frac{1}{4} D'^2 \pi = \frac{v}{V} O$$

setzen. Hält man sodann den Ausdruck für Q'' mit 71) resp. 72), näml. mit

$$N_i = \frac{\mathfrak{A}}{75} O c p_i = \frac{400}{3} O c p_i$$

zusammen, so ergibt sich der Abkühlungsverlust pro indicierte Pferdekraft in der Stunde:

$$C_i'' = \frac{Q''}{N_i} = \text{Const.} \sqrt{t - T_m} \frac{v}{V} \sqrt[4]{p^3} \sqrt{\varphi'} \left\{ 1 + \frac{l}{D'} \left(\frac{l'_1}{l'} + 4 m' \right) \right\} \frac{1}{\sqrt{c}} \frac{1}{p_i}$$

Hieraus folgt für Zweicylinder-Maschinen (Woolf- und Compound) mit Einsetzung des aus den Versuchsresultaten gefolgerten numerischen Coëfficienten:

$$\sqrt{c}\; C_i'' = 0{,}36 \frac{v}{V} \sqrt[4]{p^3} \sqrt{t - T_m} \sqrt{\varphi'} \left\{ 1 + \frac{l'}{D'} \left(\frac{l'_1}{l'} + 4 m' \right) \right\} \frac{1}{p_i} \quad . \; . \; 99)$$

Hierin ist $T_m = \frac{1}{2} (t_m + t'_v)$ für den Hochdruck-Cylinder gemeint.

Die für diese Formel nöthigen Werthe von t_m und t'_v sind in der Theor. Tab. K, S. **19** (aus den betreffenden Werthen von p_m und p'_v der unmittelbar vorangehenden Theor. Tab. J, S. **17** gefolgert) zusammengestellt, und entsprechen, wie dortselbst angedeutet, der Bedingung, dass in der Nähe der günstigsten Füllung bei gleicher Arbeitsvertheilung auf die beiden Dampfcylinder der Spannungsabfall beim Dampfübertritte möglichst vermieden wird; je weiter von dieser Füllung, desto mehr mangelt einerseits die gleiche Arbeitsvertheilung, andererseits die Vermeidung des Spannungsabfalles, — beiläufig übereinstimmend mit den wirklichen Betriebsverhältnissen. Das Gleiche gilt von den dortselbst angeschlossenen Angaben für die Dreicylinder-Maschinen. (Bei p_v' und t_v' sind in den genannten Tabellen die Markierstriche der Einfachheit wegen weggelassen.)

Behufs der tabellarischen Behandlung des Ausdruckes 99) ist auch diesfalls das Hubverhältniss

$$\frac{l'}{D'} = 2$$

anzunehmen, und die Correction für andere Werthe dieses Verhältnisses mittelst des Coëfficienten

$$\frac{1 + \frac{l'}{D'} \left(\frac{l_1'}{l'} + 4 m' \right)}{1 + 2 \left(\frac{l_1'}{l'} + 4 m' \right)} \quad . \; . \; 100)$$

vorzunehmen.

Nach der Formel 99) kann der Abkühlungsverlust auch für die Dreicylinder-Maschinen (als Dreimal-Expansionsmaschinen) gerechnet werden; es bezieht sich jedoch das Volumenverhältniss $\frac{v}{V}$ auf den Hochdruck-

Cylinder (v) und auf den Niederdruck-Cylinder (V), der Mitteldruck-Cylinder kommt diesfalls ausser Betracht; der numerische Coëfficient $0,_{36}$ ist ferner behufs möglichster Uebereinstimmung mit den Versuchsresultaten (woran uns, wie überall, auch hier vor Allem gelegen ist) für die Dreicylinder-Maschinen durch $0,_{45}$ zu ersetzen.

§ 57.

Ueber den Einfluss der Receiverheizung auf den Dampfverbrauch im Allgemeinen und auf den Abkühlungsverlust insbesondere.

Einfluss des überhitzten Dampfes.

Durch die Heizung des Receivers wird die Condensation des übertretenden Dampfes verhindert und bei ausgiebiger Heizung (mittelst eines Röhrensystems) in einem gewissen Grade die Verdampfung der Feuchtigkeit dieses Dampfes (eventuell eine mässige Ueberhitzung desselben) herbeigeführt; dies hat lediglich eine Erhöhung der Dampfwirkung in dem Expansions-Cylinder (bezw. auch in dem Mitteldruck-Cylinder einer Dreicylinder-Maschine) bei gleichbleibendem (absolutem) nutzbaren Dampfverbrauche zur Folge*); die Vorgänge im Hochdruck-Cylinder werden hierdurch im Wesentlichen nicht beeinflusst. Sonach hat die Heizung des Receivers eine Verminderung des relativen nutzbaren Dampfverbrauches (pro Pferdekraft und Stunde) in demselben Verhältnisse zur Folge, in welchem die Dampfwirkung vermehrt wird. Dem entgegen steigt in dem Masse, als der Receiver geheizt wird (entweder bloss äusserlich oder aber ausgiebig — mittelst eines Röhrensystems) der absolute Abkühlungsverlust, nämlich um die Condensationsmenge des Receiver-Heizdampfes, und zwar kann für die Anwendung angenommen werden, dass der absolute Abkühlungsverlust annähernd in demselben Verhältnisse steigt, in welchem die Dampfwirkung vermehrt wird, mit anderen Worten: man kann annehmen, dass der relative Abkühlungsverlust (pro Pferdekraft und Stunde) gleich bleibt, ob man den Receiver heizt oder nicht, und ob man ihn ausgiebig (mittelst Röhrensystems) oder aber nur äusserlich (dampfhemdartig) heizt. Einen Beleg für diese Behauptung bezw. für diese practische Annahme liefern Schröter's Versuche: Seine Zweicylinder-Condens.-Maschine gab bei der Spannung $p = 6,_5$ Atm. und bei der reducierten Füllung $\frac{l_1}{l} = 0,_{085}$ ohne Receiverheizung eine indicierte Leistung

$$N_i = 116 \text{ Pferdekräfte}$$

und verbrauchte im Ganzen eine Dampfmenge

$$C_i = 7,_{18} \text{ Kgr. pro indicierte Pferdekraft und Stunde.}$$

*) Einen ganz ähnlichen Einfluss, wie die Heizung des Receivers, hat auch die Heizung des Niederdruckcylinders (bezw. auch des Mitteldruckcylinders) mittelst Dampfhemd, während das Dampfhemd des Hochdruckcylinders nach dem Vorausgehenden nicht allein die Dampfwirkung desselben erhöht, sondern auch einen eminent günstigen directen Einfluss auf den Abkuhlungsverlust ausübt denselben nämlich bedeutend vermindert.

Mit Heizung des Receivers äusserte diese Maschine eine Leistung

$$N_i = 133 \text{ Pferdekräfte}$$

d. i. um 14,7 % mehr, als ohne Heizung; durch die Heizung ermässigte sich der ganze Dampfverbrauch auf

$$C_i = 6{,}51 \text{ Kgr. pro indicierte Pferdekraft und Stunde}$$

(d. h. um bloss 8,7 %).

Der nutzbare Dampfverbrauch berechnet sich ohne Heizung auf

$$C_i' = 5{,}11 \text{ Kgr. pro indicierte Pferdekraft und Stunde}$$

und mit Heizung (in Anbetracht des Leistungsverhältnisses) auf

$$C_i' = 5{,}11 \frac{116}{133} = 4{,}46 \text{ Kgr. pro indicierte Pferdekraft und Stunde,}$$

sonach bleibt (abgesehen von dem geringfügigen Dampflässigkeits-Verluste, welcher ohnehin in beiden Fällen gleich war) für den Abkühlungs-Verlust:

ohne Heizung $C_i'' = 7{,}18 - 5{,}11 = 2{,}02$ Kgr. } pro indicierte Pferdekraft
mit Heizung $D_i'' = 6{,}51 - 4{,}46 = 2{,}05$ „ } und Stunde.

Hiermit erweist sich als Versuchsergebniss der Abkühlungs-Verlust pro Pferdekraft und Stunde mit Heizung und ohne Heizung des Receivers (wenn der Hochdruck-Cylinder jedenfalls geheizt wird, wie dies auch bei den beiden Schröter'schen Versuchen der Fall war) gleich gross und wird die obige Annahme als practisch zutreffend bestätigt.

Wenn nun durch die Heizung des Receivers mit Kesseldampf lediglich eine Verminderung des nutzbaren Dampfverbrauches pro Pferdekraft und Stunde herbeigeführt wird, der Dampfverlust pro Pferdekraft und Stunde jedoch (als zweite Componente des Dampfconsums) ungeändert bleibt, so erweist sich zwar die Receiverheizung im Allgemeinen als nützlich (wenngleich in bedeutend minderem Grade nützlich, als das Dampfhemd des Hochdruck-Cylinders); aber es wird auch klar, dass durch eine ausgiebige Receiverheizung (mittelst Röhrensystems) im Vergleiche mit der bloss äusserlichen (dampfhemdartigen) Heizung des Receivers in ökonomischer Richtung nur noch wenig zu gewinnen ist.

Insofern nun die Ausführung eines Receivers mit Röhrensystem immerhin umständlich und kostspielig ist, ein Schadhaftwerden desselben beim Betriebe jedoch (ohne sofort bemerkt zu werden) nicht ausgeschlossen, dann aber in dampfökonomischer Beziehung sehr gefährlich erscheint, so mögen wohl diejenigen Fachmänner vollends im Rechte sein, welche sich mit der verhältnissmässig leicht herstellbaren und in gutem Zustand zu erhaltenden bloss äusserlichen (dampfhemdartigen) Receiverheizung begnügen und dieselbe der ausgiebigen Heizung (mit Röhrensystem) vorziehen. Weniger scheinen allerdings Diejenigen im Rechte zu sein, welche auch von einer äusserlichen (dampfhemdartigen) Heizung des Receivers Umgang nehmen und sich bloss mit einer möglichst wärmedichten Umhüllung des Dampfübertritts-Rohres begnügen — es wäre denn, dass selbst auch nur die äusserliche Receiverheizung in gegebenem Falle viel zu umständlich und sonach die hiermit zu erzielende mässige Dampfersparniss nicht preiswürdig erscheinen

würde, oder aber, dass der Dampfübertrittskanal (bei Woolf's System) ganz kurz wäre. — Zu einem geraden Gegensatze der (wie immer beschaffenen) Receiverheizung gelangt man aber, wenn man den Austrittsdampf des Hochdruckcylinders in den Dampfmantel des nachfolgenden Cylinders (bei Zweicylinder-Maschinen in jenen des Niederdruck-Cylinders, bei Dreicylinder-Maschinen in jenen des Mitteldruck-Cylinders) und sodann in diesen Cylinder leitet, sonach das Dampfhemd eines jeden Cylinders zum Receiver zwischen diesem und dem vorangehenden Cylinder macht. Ein derartiger Receiver ist nicht bloss (auch selbst nur äusserlich) nicht geheizt, — er ist vielmehr von innen (durch die Wände des betreffenden Cylinders) ganz namhaft gekühlt. Allerdings wird hierbei der betreffende Cylinder von aussen erwärmt und hierdurch der gedachten Abkühlung des übertretenden Dampfes vielleicht das Gleichgewicht gehalten. Eine Maschine dieser Art hat vollständig den gleichen absoluten Dampfverbrauch (nutzbar und Verlust) mit einer Receivermaschine, bei welcher der Hochdruck-Cylinder (und zwar in derselben Weise wie bei der Maschine jener Art) geheizt wird, alles Uebrige jedoch (Receiver und Expansionscylinder) nicht geheizt ist. Der gesammte Dampfverbrauch (der nutzbare Verbrauch sammt Verlust) ist nämlich sodann bei diesen beiden Maschinen in ganz gleicher Weise in dem Hochdruck-Cylinder abgethan. Im Falle nun diesen beiden Maschinen (unter sonst ganz gleichen Verhältnissen) die gleiche Leistung zukommen würde, wie es als naturgemäss erscheint, wäre auch der beiderseitige Dampfconsum pro Pfdk. und Stunde der gleiche.

Wenn aber die Maschine der vorgenannten Einrichtung (mit Dampfhemd als Receiver) nicht eine namhafte Dampfersparniss gegenüber der einfachen Einrichtung (ohne Dampfhemd am Expansionscylinder und ohne Heizung des Receivers) bei durchaus gleicher Vollkommenheit der Ausführung auf beiden Seiten für sich hat, so ist der ersteren Einrichtung die zweitgenannte eben ihrer Einfachheit wegen entschieden vorzuziehen. —

Als ausgiebigstes Mittel zur Herabsetzung des Abkühlungsverlustes ist schon längst anerkannt: die Anwendung des überhitzten Dampfes — nach Möglichkeit bis zu einem so hohen Grade, dass bei der unvermeidlichen Abkühlung der Admissionsdampf über oder doch nahe der Sättigungs-Temperatur verharre.

In neuerer Zeit bestrebt man sich mit Erfolg, die ehemaligen Schwierigkeiten der betreffenden technischen Ausführung zu überwinden.

Als besonders beachtenswerth erscheinen die Dampfüberhitzer von Ingenieur E. Schwoerer in Colmar (Elsass), welche auf einem eingehenden Studium der wichtigen Sache beruhen und für jedes System der Dampfmaschinen und Kessel wohl anwendbar sein sollen.

Für die Bestimmung des Dampfconsums der mit überhitztem Dampfe gespeisten Maschinen genügt es vor der Hand anzunehmen, dass hierbei je nach dem Grade der correct durchgeführten Ueberhitzung an dem Abkühlungsverluste C_i'' etwa 40 bis 50 Procent zu ersparen sind, — möglicherweise noch etwas mehr. Ausserdem kommt bei überhitztem Dampfe der Leitungs- als Condensations-Verlust in Wegfall. Nicht zu übersehen ist, dass das Ueberhitzen des Dampfes eine entsprechende Anzahl von Calorien kostet, — anders wäre beinahe der ganze Abkühlungsverlust C_i'' vermeidlich; thatsächlich kann man auf die obige Ersparniss an C_i'' und auf eine Gesammt-Dampf- (bezw. Brennmaterial-) Ersparniss von 10 bis etwa 20 Procent rechnen. Der Ueberhitzer muss jedoch „einfach, betriebssicher und dauerhaft" sein! —

§ 58.

Der Dampflässigkeits-Verlust.

Die Formel für diesen der Grösse nach (bei guten Maschinen) zwar untergeordneten, eventuell geringfügigen aber principiell dennoch unvermeidlichen Verlust könnte man zuvörderst der Völckers'schen Formel nachbilden, deren Ableitung eben auf dem Principe beruht, dass der Gesammt-Dampfverlust vornehmlich in der Dampflässigkeit, und zwar zuvörderst des Dampfkolbens begründet ist. Doch habe ich auch diesfalls (zur Beurtheilung des Dampflässigkeits-Verlustes allein) eine Aenderung an der Form jener Formel für nothwendig gehalten. Dieselbe lautet bekanntlich: Verlust pro Stunde = Const. $D \sqrt{p_i}$; hierin ist D dem Kolbenumfang (also der Länge des dampfdurchlassenden Spielraumes), $\sqrt{p_i}$ der Geschwindigkeit des Dampfentweichens (vermöge des Ueberdruckes p_i) proportional; die andere Dimension jenes Spielraumes, die Weite desselben ist als constant, d. h. bei Maschinen aller Grössen gleich gross angenommen.

Diese Annahme glaube ich vermeiden zu sollen, denn, wenn schon Dampflässigkeit des Kolbens eintritt, so ist der dampfdurchlassende Spielraum unter sonst gleichen Umständen bei einer grossen Maschine sichtlich grösser (weiter), als bei einer kleinen Maschine. (Diese Annahme ist keineswegs willkürlich, sondern durchaus sachentsprechend.)

Diesem gemäss und zugleich aus der Rücksicht, dass an der Dampflässigkeit auch die Steuerorgane, Stopfbüchsen etc. participieren, setze ich den Dampflässigkeits-Verlust (pro Stunde):

$$Q''' = D \sqrt{p_i} \, (a + b \, D) \quad . \quad . \; 101)$$

wobei a und b Constante sind.

Mit dieser Relation ist in sehr annäherndem Einklange die folgende, für den Dampflässigkeits-Verlust pro indicierte Pferdekraft und Stunde geltende Beziehung:

$$C_i''' = \frac{A}{\sqrt{N_i c}} + \frac{B}{c}$$

Die Constanten A und B sind für einen noch befriedigenden Betriebszustand der Maschinen in der folgenden specialisierten Formel und zwar für C_i''' in Kgr. festgesetzt:

bei allen Eincylinder-Maschinen (mit Auspuff und mit Condens.):

$$C_i''' = \frac{8{,}8}{\sqrt{N_i c}} + \frac{1}{2c} \quad . \quad . \; 102)$$

Bei den Zweicylinder-Maschinen kann C_i''' mit 0,80 und bei den Dreicylinder-Maschinen mit 0,70 dieses Betrages angenommen werden.

Bei exact ausgeführten und instandgehaltenen Maschinen kann dieser Antheil des Dampfverlustes um Einiges, vielleicht selbst um die Hälfte herabgemindert werden, während derselbe bei sichtlicher Dampflässigkeit leicht das Doppelte und auch noch mehr betragen kann.

In den „Tabellen" ist für verschiedene Werthe von N_i und c die Grösse C_i''' nach Formel 102 numerisch fertig angegeben.

§ 59.

Der summarische Dampfconsum.

Nach dem Vorausgehenden besteht der summarische Dampfconsum einer Dampfmaschine aus drei Antheilen, welche mittelst der gegebenen Regeln einzeln ermittelt, und für die Anwendung aus den betreffenden Tabellen direct entnommen werden können. Diese drei Antheile sind (pro indicierte Pferdekraft und Stunde in Kgr.):

C_i' der nutzbare Dampfverbrauch,
C_i'' der Abkühlungsverlust,
C_i''' der Dampflässigkeitsverlust.

Durch die Addition dieser drei Antheile ergibt sich der summarische Dampfconsum pro indicierte Pferdekraft und Stunde:

$$C_i = C_i' + C_i'' + C_i''' \quad . \quad . \ 103)$$

Der Verlust in der Dampfleitung und das aus dem Dampfkessel etwa mitgerissene Wasser sind hierin nicht einbegriffen; dieser Zuwachs an Verlust kann je nach Umständen (wenn keine anderen Anhaltspunkte vorhanden sind) auf 4 bis 10 % des summarischen Dampfconsums veranschlagt werden. (Bei langen Dampfleitungen kann der Leitungsverlust allerdings auch bedeutend mehr betragen.)

Bei einer correcten und möglichst hohen Ueberhitzung des Admissionsdampfes (auf mehr als 200° bis über 250° Cels.) kommt der Leitungs- als Condensationsverlust in Wegfall, und ist nur auf Rechnung der etwaigen Dampflässigkeit der Leitung ein kleiner Zuschlag (vielleicht von 2 bis höchstens 4%) zu C_i der Sicherheit der Rechnung halber gerechtfertigt, nachdem zuvörderst der Abkühlungsverlust C_i'' um 33 bis höchstens 50% kleiner angenommen worden ist, als er sich mittelst der tabellarischen Angaben für gesättigten Dampf herausstellt.

Aus C_i ergibt sich der summarische Dampfconsum pro Netto-Pferdekraft und Stunde:

$$C_n = \frac{1}{\eta} C_i = \frac{N_i}{N_n} C_i \quad . \quad . \ 104)$$

V. ABSCHNITT.

Anwendung der theoretischen Resultate.

Bemerkung. Dieser Abschnitt ist behufs der mechanischen Lösung der bei den Dampfmaschinen vorkommenden Aufgaben an und für sich verständlich. In Betreff der Begründung der hierin vorkommenden Formeln und Daten beachte man den vorgehenden IV. Abschnitt selbst dann, wenn man sich mit der eigentlichen Theorie (im I., II. und III. Abschnitte) nicht befassen will.

1. KAPITEL.

Bezeichnungen nebst Erklärung der „Tabellen für die Anwendung“.

§ 60.

Bezeichnungen für die Anwendung.

Für die eigentliche Anwendung kommen nur die folgenden Bezeichnungen in Betracht; die hierin vorkommenden Spannungen sind durchaus in („neuen“) Atmosphären à 1 Kgr. pro Qu.-Centim. oder $\mathfrak{A} = 10\,000$ Kgr. pro Qu.-Meter gemeint:

p_0 die absolute Kesselspannung (also $p_0 - 1$ die effective Spannung, Ueberdruck);

p die (mittlere) absolute Admissionsspannung;

p' „ „ „ Emissionsspannung;

p_i die indicierte Spannung, d. i. die mittlere Spannungsdifferenz hinter und vor dem Kolben (bei den Zwei- und Dreicylinder-Maschinen die auf den Niederdruck-Cylinder reducierte summarische Spannungs-Differenz beider — bezw. aller drei Kolben);

Δ eine zu p_i gehörige subtractive Grösse bei Maschinen mit (ansehnlicher) Compression;

r_0 die auf den Kolben reducierte, dem Leergange entsprechende Widerstandsspannung, bei Condensator-Maschinen mit Einschluss des Pumpenwiderstandes (Luftpumpe, event. sammt Kaltwasserpumpe);

μ der Coëfficient der „zusätzlichen Reibung“ bei belastetem Gange der Maschine;

$p_n = \frac{1}{1+\mu}(p_i - r_0)$ die Netto- oder Nutzspannung (der Nutzleistung an der Welle entsprechend und auf den Kolben reduciert);*)

D der Kolbendurchmesser in Meter;

$\frac{D^2 \pi}{4}$ die (ganze) Kolbenfläche in Qu.-Meter;

*) Bei der belastet gehenden Maschine kommt zu der Leergangs-Widerstandsspannung r_0 die „zusätzliche“ Widerstandsspannung $\mu\, p_n$ additiv hinzu, so dass $p_n = p_i - r_0 - \mu\, p_n$, woraus obiger Ausdruck für p_n folgt.

O die „wirksame“ Kolbenfläche in Qu.-Meter;*)
l der Kolbenhub in Meter;
l_1 der Kolbenweg bis zur Absperrung auf der Admissionsseite, also
$\frac{l_1}{l}$ das Füllungsverhältniss, oder die „Füllung“; (bei den Zwei- und Dreicylinder-Maschinen bezeichnet $\frac{l_1}{l}$ die auf den Niederdruck-Cylinder reducierte, dem totalen nominellen Expansionsgrade entsprechende Füllung, kurz die „reducierte Füllung“);
$1 : \frac{l_1}{l} = \frac{l}{l_1}$ der „nominelle“ Expansionsgrad;
m der Coëfficient für den schädlichen Raum (dessen absolute Grösse $= m\,O\,l$);
n die Umgangs- oder Tourenzahl (Doppelhubzahl) in der Minute;
c die (auf die Secunde bezogene mittlere) Kolbengeschwindigkeit in Meter, und zwar ist stets

$$n\,l = 30\,c$$

Bei den Zweicylinder- und Dreicylinder-Maschinen beziehen sich O, D und l auf den Niederdruck-Cylinder und bezeichnen O', D', l' die gleichnamigen Grössen für den Hochdruckcylinder, O'', D'', l'' dieselben für den Mitteldruckcylinder; es ist ferner bei den Zweicylinder-Maschinen:

$v = O'l'$ das Volumen des Hochdruckcylinders;
$V = Ol$ das Volumen des Expansionscylinders (Niederdruckcylinders);
$\nu = \frac{v}{V}$ das Cylinder-Volumen-Verhältniss;
$\frac{l_1'}{l'}$ die Füllung des Hochdruckcylinders, so dass die „reducierte“ Füllung

$$\frac{l_1}{l} = \frac{l_1'}{l'} \cdot \frac{v}{V}$$

X die wirkliche (mit Rücksicht auf die Vermeidung des Spannungsabfalles bemessene) Füllung des Expansions-Cylinders;
$R = r\,V$ das Receiver-Volumen.

Bei den Dreicylinder-Maschinen bezeichnet in analoger Weise:

$V = Ol$ das Volumen des Niederdruck-Cylinders;
$v_1 = \nu_1 V$ „ „ „ Hochdruck- „ ;
$v_2 = \nu_2 V$ „ „ „ Mitteldruck- „ ;
$R_1 = r_1 V$ das Volumen des 1. Receivers (zwischen v_1 u. v_2);
$R_2 = r_2 V$ „ „ „ 2. „ (zwischen v_2 u. V);
$\frac{l_1'}{l'}$ die Füllung des Hochdruck-Cylinders,
X_1 „ „ „ Mitteldruck- „ ,
X_2 „ „ „ Niederdruck- „ .
N_i die indicierte Leistung in Pferdekraft (am Kolben);
N_n die Netto- oder Nutzleistung in Pferdekraft (an der Welle);
$\frac{N_i}{c}$ und $\frac{N_n}{c}$ die indicierte und die Nutzleistung pro 1 Meter Kolbengeschwindigkeit (kurz „Leistung pro Meter“);
$\eta = \frac{N_n}{N_i}$ der („indicierte“) Wirkungsgrad;
N_0 die (indicierte) Leergang-Leistung in Pferdekraft;

*) Bezeichnet $o = d^2 \frac{\pi}{4}$ den Querschnitt der Kolbenstange, so ist, wenn dieselbe beiderseits durch die Deckel geht: $O = D^2 \frac{\pi}{4} - o$; wenn sie hingegen bloss einseitig durchgeht, $O = D^2 \frac{\pi}{4} - \frac{1}{2} o$.

$\frac{N_0}{c}$ dieselbe pro 1 Meter Kolbengeschwindigkeit:

C_i' der nutzbare Dampfverbrauch, C_i'' der Abkühlungs-Verlust, C_i''' der Dampflässigkeits-Verlust — pro indicierte Pferdekraft und Stunde in Kgr.,

$C_i = C_i' + C_i'' + C_i'''$ der summarische Dampfconsum pro indicierte Pferdekraft und Stunde in der Maschine allein (also abgesehen von dem Verluste in der Dampfleitung und von dem mitgerissenen Kesselwasser);

$C_n = \frac{1}{\eta} C_i = \frac{N_i}{N_n} C_i$ der summarische Dampfconsum pro Netto-Pferdekraft und Stunde in Kgr. (in der Maschine allein).

§ 61.

Uebersicht der in Betracht gezogenen Maschinengattungen.

In den fett paginierten „Tabellen für die Anwendung" (S. **21** u. folg.) werden erstlich für Spannungen von höchstens $p = 10$ Atmosphären acht Maschinengattungen unterschieden, und zwar werden (stets paarweise, links und rechts) die folgenden vier Paare in Betracht gezogen:

A. Auspuff-Maschinen mit Coulissen-Steuerung	a) mit Coulisse nach Gooch, Stephenson oder dgl., b) mit separater Einlass-Coulisse.
B. Auspuff-Maschinen mit Expansions-Steuerung (nach Meyer, Corliss oder dgl.)	a) ohne Dampfhemd, b) mit Dampfhemd.
C. Eincylinder-Condensator-Maschinen	a) ohne Dampfhemd, b) mit Dampfhemd.
D. Zweicylinder-Condensator-Maschinen	a) ohne (geheizten) Receiver, b) mit ausgiebig geheiztem Receiver, c) im Mittel zwischen a) und b) Maschinen mit bloss äusserlich geheiztem Receiver.

Hieran reihen sich (S. **71** bis **83**) „Special-Tabellen für die Anwendung bei Maschinen mit hohem Dampfdruck" $p = 8$ bis 14 Atmosphären, und zwar kommen (stets nebeneinander, links und rechts) in Betracht:

A. Zweicylinder-Auspuff-Maschinen,

B. Dreicylinder-Condens.-Maschinen.

Bei den beiden Gattungen der „Auspuff-Maschinen mit Coulissen-Steuerung" ist ein Unterschied, ob ohne oder mit Dampfhemd, in den Tabellen nicht gemacht; bei allfälligen Vergleichen dieser Maschinen mit den Auspuff-Maschinen mit Expansions-Steuerung sind jedoch die letzteren als „Dampfhemd-Maschinen" anzunehmen.

Ueber die Einrichtung der Auspuff-Maschinen „mit separater Einlass-Coulisse" siehe § 45, S. 153. Die Condensator-Maschinen sind durchwegs mit Expansions-Steuerung gemeint.

Die Zweicylinder-Condensator-Maschinen sind mit Dampfhemd mindestens am Hochdruck-Cylinder und ausserdem durchaus „mit Doppelsteuerung", also mit rechtzeitiger Absperrung des Expansions-Cylinders (behufs Vermeidung eines überflüssigen Spannungsabfalles) vorausgesetzt; die alten Woolf'schen

Maschinen (mit ganzer Füllung des Expansions-Cylinders, wobei das Auslassorgan des Hochdruck-Cylinders zugleich als Einlassorgan des Expansions-Cylinders fungiert und hiermit ein sehr bedeutender Spannungsabfall beim Dampfübertritte stattfindet) werden hier weiter nicht beachtet.

Bei den hier in Betracht kommenden Zweicylinder-Maschinen ist es, insolange es sich nur um ihre Leistung und um ihren Dampfverbrauch handelt, gleichgiltig, ob man es mit einer Maschine nach Woolf's System (mit gleichsinniger oder entgegengesetzter Kolbenbewegung), oder aber nach dem Compound-System (mit Kurbeln unter 90° oder dgl.) zu thun hat. Nach dieser Richtung ist bloss die Ausgiebigkeit der Heizung der Dampfcylinder und Receiver maassgebend und werden hier diesbezüglich drei Fälle a, b, c unterschieden, wie folgt:

Zu den Zweicylinder-Condensator-Maschinen ohne (geheizten) Receiver (unter a) gehören vornehmlich die Woolf'schen Maschinen (mit gleichsinniger oder entgegengesetzter Kolbenbewegung), insofern dieselben wohl Doppelsteuerung, aber keinen eigentlichen Receiver (etwa auch kein Dampfhemd am Niederdruck-Cylinder) besitzen; man kann dieselben als „Correcte" oder „Corrigierte Woolf'sche Maschinen" bezeichnen; sie sind nämlich im Vergleich mit den alten Woolf'schen Maschinen durch eine entsprechend geänderte Steuerung des Expansions-Cylinders corrigiert.*) Mit denselben können die eigentlichen Receiver-Maschinen, wenn der Receiver nicht geheizt wird (wohl aber gegen Abkühlung hinreichend geschützt ist), der Gesammt-Dampfwirkung und auch dem Dampfconsum nach als nahe übereinstimmend angenommen werden.

Unter den „Zweicylinder-Condensator-Maschinen mit ausgiebig geheiztem Receiver" sind (unter b) die eigentlichen Receiver-Maschinen mit durchgreifender Receiverheizung (mittelst Röhrensystems) und mit Dampfhemd an beiden Cylindern einbegriffen.

Die unter c) angeführten Zweicylinder-Condensator-Maschinen mit bloss äusserlich (dampfhemdartig) geheiztem Receiver stellen sich in Bezug auf Leistung und Dampfverbrauch nahe mitten zwischen die beiden Fälle a) und b). Ob bei denselben ausser dem Hochdruck-Cylinder auch der Niederdruck-Cylinder ein Dampfhemd besitzt, konnte (als zu minutiös) nicht weiter unterschieden werden.

Im Uebrigen ist aus mehrfacher Rücksicht die „bloss äusserliche" (dampfhemdartige) Receiverheizung der durchgreifenden (mittelst Röhrensystems) unter Umständen vorzuziehen, worüber Näheres § 57, S. 189 bis 191 enthält.

Bei den in einer besonderen Tabellengruppe („Special-Tabellen") behandelten „Maschinen mit hohem Dampfdruck" ist wegen der vielen (namentlich bei den Dreicylinder-Maschinen) möglichen Modalitäten bezüglich der Heizung der Cylinder und Receiver, von den Unterscheidungen nach dieser Richtung mehr oder weniger abstrahiert worden und beziehen sich die tabellarischen Angaben directe auf Maschinen mit bloss äusserlicher (dampfhemdartiger) Heizung der Receiver, wobei jedenfalls der Hochdruck-Cylinder und bei den Dreicylinder-Maschinen etwa auch der Mitteldruck-Cylinder mit Dampfhemd gedacht wird.

*) Die sonst hierfür übliche Bezeichnung „Compoundisierte Maschinen" scheint mir weniger passend, indem das englische Wort „Compound" trotz seiner allgemeinen Bedeutung doch dem Uebereinkommen gemäss insbesondere für die Kurbel-Verstellung um 90° (oder dgl.) meistens gebraucht wird, und behufs einer kurzen Ausdrucksweise in diesem Sinne allgemein zu gebrauchen wäre.

Für durchgreifende Heizung einerseits und mangelnde Heizung (namentlich der Receiver) andererseits sind beiläufige additive oder substractive Beträge (procentuell) in den betreffenden Tabellen angegeben.

Bei den Zweicylinder-Auspuff-Maschinen ist indessen sowohl das System Woolf, als auch das Compound-System und bei den Dreicylinder-Maschinen sowohl das Dreikurbel- als auch das Zweikurbel-System (wo es darauf ankommt) in Betracht gezogen.

Note. Im Falle bei einer Zwei- oder Dreicylinder-Maschine, um ihren Hochdruck-Cylinder entsprechend zu belasten, ein Spannungsabfall herbeigeführt werden müsste, — was in einem fehlerhaften Volumen-Verhältnisse der Cylinder, eventuell in einer Ueberanstrengung (zu grossen Füllung) der Maschine begründet wäre, — dann wird dieselbe in Bezug auf Leistung und Dampfverbrauch minder günstige Resultate nachweisen, als sie sich mittelst der Tabellen ergeben.

§ 62.

Uebersicht der „Tabellen für die Anwendung".

(Einschliesslich jener für Maschinen mit hohem Dampfdruck.)

Die sämtlichen „Tabellen für die Anwendung" sind sehr leicht zu übersehen, wenn man die eben in § 61 angegebenen in Betracht gezogenen Maschinengattungen A, B, C, D festhält und ausserdem beachtet, dass für die „Maschinen mit hohem Dampfdruck" ($p = 8$ bis **14** Atm.) die ersten fünf Tabellengruppen (I. bis V.) separat als „Special-Tabellen" ganz zuletzt auf S. **71** bis **83** enthalten sind.

Es folgen der Reihe nach zunächst für die Maschinengattungen A, B, C, D (bis $p = 10$ Atm.):

I. Hilfstabellen (auf S. **21** bis **23**), diejenigen Grössen enthaltend, welche bei einer bestehenden oder bestehend gedachten Maschine gegeben, für eine zu entwerfende Maschine hingegen zumeist erstlich festzusetzen resp. anzunehmen sind, und zwar:

I.α) Die besten normalen Füllungen (d. i. die günstigsten Füllungen der verschiedenartigen Maschinen bei ihrer normalen Beanspruchung).

I.β) Passende Cylinder-Volumenverhältnisse bei den Zweicylinder-Condens.-Maschinen (hierzugehörig: Ad I.β Vorläufige Füllung des Expansions-Cylinders).

I.γ) Passende Kolbengeschwindigkeiten.

Hierauf folgen Tabellen, welche die eigentlichen Berechnungsdaten (theoretische Resultate) enthalten, und zwar:

Tab. II. Wirkungsgrade η nebst $\frac{1}{\eta}$ für vorläufige Ausmittelungen (S. **24**, **25**).

Tab. III. A, B, C, D auf vier Doppelseiten (S. **26** bis **33**) die indicierten Spannungen p_i für die in § 61 angeführten Maschinengattungen A, B, C, D in der angegebenen Reihenfolge (paarweise links und rechts).

Hieran schliesst sich (auf S. **84** und **85**) Tab. III', enthaltend die reciproken Werthe $\frac{1}{p_i}$ der indicierten Spannungen zu A, B, C, D.

Tab. IV. Der Leergangs-Widerstand und die zusätzliche Reibung

A. für Auspuff-Masch. (S. **36**)

B. für Condens.-Masch. (S. **37**)

und zwar ohne Rücksicht auf das Schwungradgewicht.

Tab. V. A, B, C, D auf vier Doppelseiten (S. **38** bis **45**) nebst S. **46**, der Dampf-Consum (pro indicierte Pferdekraft und Stunde, excl. Dampflässigkeits-Verlust) für die verschiedenen Maschinengattungen in ganz analoger Anordnung mit Tab. III. A, B, C, D.

Mit den eben angeführten fünf Tabellengruppen (I bis V) gehen parallel die ganz analogen und gleich eingerichteten „Special-Tabellen für Maschinen mit hohem Dampfdruck" (A. Zweicylinder-Auspuff-Maschinen, B. Dreicylinder-Condens.-Maschinen), wie folgt:

*I. Hilfstabellen (auf S. **71** bis **75**) über diejenigen Grössen, welche bei einer bestehenden od. bestehend gedachten Maschine gegeben, für eine zu entwerfende Maschine hingegen zumeist erstlich festzusetzen resp. anzunehmen sind, und zwar:*

*I. α) Die besten normalen Füllungen (S. **71**).*

*I. β) Passende Cylinder-Volumenverhältnisse und zugehörige „Vorläufige Werthe der Füllung des Niederdruck-, bezw. auch des Mitteldruck-Cylinders" (S. **72** bis **74**).*

*I. γ) Passende Kolbengeschwindigkeiten (S. **75**).*

*Tab. II. A. B. Vorläufige Wirkungsgrade η nebst $\frac{1}{\eta}$ (S. **76**, **77**).*

*Tab. III. A. B. Indicierte Spannungen p_i nebst ihren reciproken Werthen (S. **78**, **79**).*

*Tab. IV. A. B. Leergangs-Widerstand und zusätzliche Reibung (S. **80**, **81**).*

*Tab. V. A. B. Dampfconsum (exclus. Dampflässigkeits-Verlust) pro indic. Pfdk. und Stde. (S. **82**, **83**).*

Die übrigen, folgends angeführten Tabellen sind für alle Maschinen gemeinschaftlich.

Tab. V'. Der Dampflässigkeits-Verlust (S. **47**):
zunächst bei den Eincylinder-Maschinen,
mit Bemerkung über die Zwei- und Dreicylinder-Maschinen.

Tab. VI. Werthe von $\sqrt{c}$ und $\frac{1}{\sqrt{c}}$ zur Ermittlung des Abkühlungsverlustes C_i'' aus den Ansätzen $\sqrt{c}\ C_i''$ der Tab. V (durch Multiplication dieser Ansätze mit $\frac{1}{\sqrt{c}}$). Diese auf S. **48**, **49** befindliche Tabelle ist, eben so wie die nachfolgende, eine reine Rechnungs-Hilfstabelle.

Tab. VII. Werthe von $D^2 \frac{\pi}{4}$ zur Bestimmung der Kolbenfläche aus dem Durchmesser (bis $D = 3$ m) und umgekehrt (S. **50** bis **55**).

Tab. VIII enthält auf S. **57** bis **65** die nothwendigen Angaben zur Ausmittlung der Schwungräder für Eincylinder-Maschinen und zugleich die Angaben zur Ausmittlung des Leergangswiderstandes r_o mit Berücksichtigung des Schwunggewichtes, indirecte auch bei den Mehrcylinder-Maschinen.

Tab. IX, X und X' (S. **66** bis **69**) dienen auf Grundlage der Tab. VIII zur sofortigen Bestimmung des Leergangswiderstandes r_o mit Berücksichtigung des Schwungradgewichtes etc.

Hierauf folgen auf S. **71** bis **83** die bereits oben (in *Cursiv-Schrift*) aufgezählten Specialtabellen für „Maschinen mit hohem Dampfdruck".

§ 63.

Bemerkungen zu den „Tabellen für die Anwendung".

Die Tabellen sind vermöge ihrer Einrichtung für die eigentliche Handhabung an und für sich verständlich; die folgenden Bemerkungen enthalten einerseits begründende Erklärungen, andererseits gewisse Winke für die Anwendung.

Man merke (ohne dass dies weiterhin stets besonders erwähnt wird), dass die Haupttabellen für die Dampfmaschinen-Berechnung, nämlich Tab. I bis V, doppelt vorhanden sind, und zwar:

erstlich auf S. **21** bis **46** für alle Eincylinder-Masch. und für die Zweicylinder-Condens.-Masch. bis höchstens $\boldsymbol{p} = \mathbf{10}$ Atm.);

zweitens auf S. **71** bis **88** für die Zweicylinder-Auspuff-Masch. und Dreicylinder-Condens.-Masch. als „Maschinen mit hohem Dampfdruck" ($\bar{p} = \mathbf{8}$ bis **14** Atm.).

Zu Tab. I. (Hilfstabellen.)

I. *α*) Die „besten normalen" Füllungen. Behufs kurzer Ausdrucksweise nennen wir die von einer Maschine vorwiegend (während der grössten Zeit ihres Betriebes) zu entwickelnde Leistung ihre „Normalleistung" und die zugehörige Füllung die „normale Füllung"; insofern diese Füllung für eine herzustellende Maschine so bemessen wird, dass der Dampfökonomie zugleich mit Rücksicht auf die Maschinen-Herstellungskosten entsprochen wird, gebrauchen wir den Ausdruck „beste normale Füllung". Dieselbe ist somit als diejenige normale Füllung zu definieren, bei welcher die (etwa jährlichen) Betriebskosten mit Einschluss der Verzinsung und Amortisation der Maschinenkosten bei den obwaltenden Umständen das Minimum erreichen. Die beste normale Füllung nähert sich der Füllung des kleinsten Dampfverbrauches als ihrer Grenze.

Für eine bestehende Maschine ist die günstigste Füllung diejenige kleinste Füllung, bei welcher die jeweilig erforderliche Leistung entwickelt, d. h. der Dampf möglichst wenig gedrosselt wird. Diese Füllung hat keine, beziehungsweise nur diejenige kleinste Füllung als Grenze, für welche die betreffende Maschinensteuerung eben eingerichtet ist; über diese Füllung hinaus ist das Drosseln gerechtfertigt, weil unvermeidlich. Ausserdem ist das Drosseln dann gerechtfertigt, wenn die variabel beanspruchte Maschine auf stellbare (nicht selbstthätig variable) Füllung und ausserdem so eingerichtet ist, dass die übrige Regulierung von dem Regulator durch Drosslung besorgt wird; dann sorge aber der Maschinenwärter dafür, dass dem Regulator möglichst wenig zu drosseln übrig bleibt.

I. *β*) Die angegebenen Cylinder-Volumenverhältnisse bei den Zweicylinder-Condens.-Maschinen (S. **22**) gelten zum Zwecke der beiläufig gleichen Arbeitsvertheilung auf beide Cylinder (bei den Compound-Maschinen zugleich mit partieller Rücksicht auf die gleichförmige Arbeitsvertheilung auf die vier Quadranten*) des Kurbelkreises), unter Annahme eines gewissen (angegebenen) Receivervolumens im Verhältnisse zu den Grössen der beiden Cylinder-Volumen, und bei einer gewissen, für die Normal-Leistung in Aussicht genommenen reduc.

*) Die alleinige Berücksichtigung der gleichen Arbeitsvertheilung in besagtem Sinne ergibt etwas zu kleine Werthe der Cylinder-Volumenverhältnisse (siehe S. **109**) und hiermit etwas zu grosse, einer Steigerung nicht gut fähige Füllungen des Hochdruck-Cylinders, weshalb es sich empfiehlt, dieser Rücksicht nur theilweise mit Rechnung zu tragen und die gleiche Arbeit der beiden Cylinder nie ganz ausser Acht zu lassen.

Füllung $\frac{l_1}{l}$, welche — zu der jeweiligen Admissionsspannung p gehörig — aus dreierlei angesetzten Combinationen zu wählen ist, und zwar:

a) bei mässiger, b) bei mittelgrosser, c) bei hochgradiger Expansion (einer Expansions-Endspannung von bezw. 0,6, 0,5, 0,4 Atm. entsprechend).

Die wirkliche Arbeitsvertheilung, sowie überhaupt die Vorgänge in beiden Cylindern (Verlauf der Spannungen etc.) sind von Fall zu Fall bei Entwürfen durch Zeichnung von theoretischen Diagrammen (für grosse Kolbengeschwindigkeiten auch von Kurbeldiagrammen mit Berücksichtigung der Massen) zu untersuchen und hiermit die hier gegebenen allgemeinen Anhaltspunkte zu controlieren.

Note. Das Volumenverhältniss $\frac{v}{V}$ für gleiche Arbeitsvertheilung nimmt mit der Füllung, bei welcher diese Vertheilung gewünscht wird, regelmässig ab, d. h. der Hochdruck-Cylinder fällt im Verhältnisse zum Expansions-Cylinder desto kleiner aus, je kleiner die (normale) Füllung ist, bei welcher die gleiche Arbeitsvertheilung angestrebt wird. Wenn man von einer gewissen normalen Füllung zu einer kleineren übergeht, so wird (bei gleicher Arbeitsvertheilung) nur der Expansions-Cylinder entsprechend grösser, während der Hochdruck-Cylinder nahe ungeändert bleibt; dies ist (ausser Anderem) ein Fingerzeig, bei Zweicylinder-Maschinen überhaupt möglichst hoch zu expandieren.

Die unter Ad I. β. angeführten Daten über die „vorläufige Füllung X des Expansions-Cylinders" in ihrer Abhängigkeit von der (verhältnissmässigen) Receivergrösse und von dem Volumenverhältnisse $\frac{v}{V}$ sind an und für sich verständlich.

Die auf S. **72**, **73** und **74** enthaltenen Hilfstabellen I. β für die Maschinen mit hohem Dampfdruck, und zwar:

A. für die Zweicylinder-Auspuff-Maschinen,

B. für die Dreicylinder-Condens.-Maschinen mit drei Kurbeln (unter 120°),

C. für die Dreicylinder-Condens.-Maschinen mit zwei Kurbeln (unter 90°)

haben eine ganz ähnliche Einrichtung, wie jene (eben besprochenen) für die Zweicylinder-Condens.-Maschinen; nur bezüglich der Receivergrösse ist eine Abweichung dahin geschehen, dass bei den Maschinen mit hohem Dampfdruck das Receivervolumen stets einmal gleich dem kleineren Cylinder-Volumen, das anderemal $= \infty$ angenommen wurde. Die zu diesen beiden Annahmen gehörigen Ansätze der Cylinder-Volumenverhältnisse lassen stets leicht eine Interpolation dann zu, wenn das Receivervolumen grösser als das Volumen des betreffenden kleineren Cylinders (des Hochdruck- bezw. des Mitteldruck-Cylinders) ist.

Das Gleiche gilt von den Angaben ad A, ad B und ad C über die „vorläufige Füllung" des Niederdruck-Cylinders, bezw. auch des Mitteldruck-Cylinders.

I. γ) Die empfohlenen passenden Kolbengeschwindigkeiten wurden zunächst in Abhängigkeit von der Leistung N einer erst auszumittelnden Maschine (für welche eben nur diese nebst der Spannung p bekannt ist) empirisch bestimmt und sodann in Abhängigkeit von Kolbenhub und Spannung nach einer von dem Verfasser hierfür aufgestellten Formel ausgemittelt, wobei Fälle einer „mässigen", „mittelgrossen" und „grossen" Kolbengeschwindigkeit unterschieden werden.

Die genannte Formel des Verfassers $c = \beta \sqrt{p\,l}$ hat vom theoretischen Standpunkte auch für Mehrcylinder-Maschinen eine Berechtigung (siehe § **38**, S. 113).

Eine für eine herzustellende Maschine in Aussicht genommene grössere Kolbengeschwindigkeit hat kleinere Dimensionen, also auch kleinere Herstellungskosten derselben, ausserdem aber noch (vermöge Herabsetzung der Dampfverluste) kleinere Betriebskosten zur Folge. Demgemäss empfiehlt sich die Anwendung einer thunlichst grossen Kolbengeschwindigkeit insoweit, als hierbei ein dauernd verlässlicher (gefahrloser) und correcter Maschinenbetrieb verbürgt ist. Insbesondere bei allen Maschinen mit ununterbrochenem Betriebe wird man in dieser Beziehung stets einigermassen zurückhaltend sein; dem hierin äusserst Zulässigen wird man sich aber nur dann zu nähern trachten, wenn man hierzu einerseits vermöge des Maschinenzweckes (wie bei Maschinen für Dynamo, Torpedoboote u. dgl.) dringend veranlasst ist, und wenn gleichzeitig andererseits die betreffende Maschine nur periodisch arbeitet, somit die Gelegenheit zur zeitweiligen Reparatur ohne Weiteres gegeben ist (Locomotiven).

Zu **Tab. II.** Die als „vorläufig" hingestellten Wirkungsgrade sind in der Gegend der meist gebräuchlichen Füllungen bei den verschiedenen Maschinengattungen gemeint, und gegenüber vollkommenen Maschinen-Constructionen möglichst gleichmässig unterschätzt, und zwar derart, dass die hiermit vorgenommene „vorläufige" Maschinen-Ausmittlung von der definitiven (mit Specialisierung des Leergangswiderstandes und der zusätzlichen Reibung) meist nicht erheblich abweichen wird; dessen ungeachtet wäre es nicht gerechtfertigt, diese empirischen Angaben auch anderweitig in Anwendung zu bringen. Bei den unvermeidlichen „vorläufigen" Ausmittlungen ist aber ihre Anwendung vollends zulässig und führt am schnellsten zum Ziele.

Zu **Tab. III.** Die indicierten Spannungen sind für die beiden Maschinengattungen mit Coulissensteuerung (Tab. III A. *a* und *b*, S. **26** und **27**) ohne weitere Zusätze angegeben. Bei den übrigen Eincylinder-Maschinen sind ausser den gewöhnlichen Umständen, welchen die jeweilige Haupttabelle entspricht, zweierlei anderweitige Umstände berücksichtigt, und zwar gelten bei den Eincylindermaschinen mit Expansionssteuerung (Auspuff- und Condensations-Maschinen — Tab. B und Tab. C, S. **28** bis **31**) die Haupttabellen für die gewöhnliche Grösse der schädlichen Räume (circa 5 %) und für eine unansehnliche (nur die unvermeidliche) Compression des Vorderdampfes. Für Maschinen mit kleinerem schädlichen Raume (3 bis 2 %) sind für die kleineren Füllungen (von $0{,}20$ an) die betreffenden (kleineren) Werthe der indicierten Spannungen in Kleindruck linksseitig beigesetzt. Bei Maschinen mit namhafter Compression des Vorderdampfes (welche bis nahe zur Gegendampfspannung von entschiedenem Nutzen ist), wird der betreffende Werth der indicierten Spannung (gleichgiltig, welche Füllung eben in Betracht kommt) um einen Antheil (Δ) herabgesetzt, welcher durch die jeweilige Grösse des schädlichen Raumes und durch die gewünschte Compressions-Endspannung (p_c) gegeben ist. Diese substractiven Antheile sind in jeder Tabelle für zweierlei Grösse des schädlichen Raumes und für verschiedene Werthe von p_c angegeben; dieselben sind indess dem schädlichen Raume nahe proportional.

Bei den Zweicylinder-Condensator-Maschinen werden in der Tab. III D (S. **32** und **33**) die drei bereits besprochenen und daselbst zum Ausdruck gebrachten Modalitäten *a*, *b* und *c* bezüglich der Heizung des Receivers und der Dampfcylinder unterschieden. Die bei diesen Maschinen angesetzten, die Compression betreffenden Daten gelten (bei circa 4 procentigem schädlichen Raume) für eine solche gleichmässig in beiden Cylindern bis nahe

zur Gegendampfspannung, da eine solche Compression hier stets möglich und auch stets nützlich ist.

In den einzelnen Tabellen für Maschinen mit Expansions-Steuerung ist schliesslich derjenige Werth der absoluten Emissionsspannung p' oben angegeben, welcher bei ihrer Berechnung angenommen wurde ($p' = 1{,}18$ für Auspuff, $p' = 0{,}21$ für Condensation).

Bei irgend gehinderter Ausströmung (welche indess nach aller Möglichkeit zu vermeiden ist, bei der Heizung und beim Vorwärmen mit dem Auspuff-Dampfe aber zur Nothwendigkeit wird) wären die Werthe von p_i um den betreffenden Mehrbetrag von p' kleiner.

An die eben besprochenen Tabellen (Tab. III A, B, C, D) der indicierten Spannungen p_i reiht sich die zugehörige Tab. III', S. **34**, **35**, welche die reciproken Werthe $\frac{1}{p_i}$ dieser Spannungen für alle benannten Maschinengattungen ohne (namhafte) Compression enthält. Diese Tabellengruppe hat lediglich den Zweck einer Rechnungs-Erleichterung, indem hierdurch die häufig vorkommende Division mit p_i in die bequemere Multiplication (mit $\frac{1}{p_i}$) verwandelt wird.

Für die Maschinen mit hohem Dampfdruck sind die indicierten Spannungen p_i in Tab. III A, S. **78** für die Zweicylinder-Auspuff-Maschinen und in Tab. III B, S. **79** für die Dreicylinder-Condensator-Maschinen zusammengestellt, und denselben die zugehörigen reciproken Werthe in Kleindruck (eingeklammert) unterhalb beigesetzt. Diese Ansätze von p_i und $\frac{1}{p_i}$ betreffen die genannten Maschinen mit bloss äusserlicher (dampfhemdartiger) Receiver-Heizung und ohne (namhafte) Compression. (Bei den Dreicylinder-Condensator-Maschinen wird ausser dem Hochdruck-Cylinder wohl auch der Mitteldruck-Cylinder mit Dampfhemd vorausgesetzt.) Die Daten für gleichmässige Compression bis nahe zur Gegendampfspannung, ferner für ausgiebige, sowie für mangelnde Heizung (bei jedoch stets geheiztem Hochdruck-Cylinder) sind unterhalb der Tabellen angesetzt. Bei den Zweicylinder-Auspuff-Maschinen sind ausserdem für Coulissen-Steuerung die betreffenden Coëfficienten zuunterst angegeben.

Für exacte Zwei- und Dreicylinder-Maschinen mit vollkommener Compression kann man die Werthe der indicierten Spannungen p_i auch der besonderen Tabellengruppe im Texte S. 142 und 143 (am Ende des § 43) entnehmen.

Note. Die sämmtlichen Angaben der Tabellen III über die indicierte Spannung gelten für eine nur mässige Drosslung des Admissionsdampfes. Bei bedeutender oder gar starker Drosslung (welche indess stets möglichst zu vermeiden ist) gestaltet sich die indicierte Spannung entsprechend geringer, als die genannten Tabellen angeben.

Zu **Tab. IV** (S. **36** und **37** einerseits, S. **80** und **81** andererseits) ist zu bemerken, dass hiernach die passiven Widerstände stets beurtheilt werden können, wenn die Maschine in Betreff des Schwungradgewichtes oder (bei Condensation) bezüglich der Satzhöhe der Kaltwasserpumpe u. s. w. keine ganz absonderlichen Verhältnisse darbietet. Sollte dieses der Fall sein, oder sollte man das Schwungradgewicht etc. von vorneher berücksichtigen wollen, so

kann der Leergangswiderstand r_0 mittelst der Tab. IX und X auf Grundlage der Schwungradberechnungs-Tabellen VIII bestimmt werden, worüber nahe am Schlusse dieses § das Weitere folgt. Der Coëfficient μ der zusätzlichen Reibung ist jedenfalls aus Tab. IV zu nehmen.

Zu **Tab. V**, A, B, C, D, S. **38** bis **46** einerseits, und zu Tab. V, A, B, S. **82** und **88** andererseits. Für jede Maschinengattung können aus einer einzelnen Seite dieser Tabellengruppen (welche mit den Tabellen III der indicierten Spannungen übereinstimmend geordnet sind) die zwei Hauptantheile C_i' und C_i'' des Dampfconsums pro indicierte Pferdekraft und Stunde (1. der nutzbare Dampfverbrauch, 2. der Abkühlungsverlust) leicht bestimmt werden; in Betreff des 3. Antheiles C_i''' (Dampflässigkeitsverlust) findet die Berufung auf Tab. V' statt; und zwar wird

C_i' unmittelbar numerisch entnommen;

C_i'' folgt durch Division des numerisch entnommenen Werthes von $\sqrt{c}\ C_i''$ mit $\sqrt{c}$ oder (einfacher) durch Multiplication mit $\frac{1}{\sqrt{c}}$, welche beide (Divisor und Multiplicator) für den jeweiligen Werth der Kolbengeschwindigkeit c aus Tab. VI, S. **48, 49** (für alle Maschinengattungen) numerisch zu entnehmen sind.

Wenn das Hubverhältniss $l:D$ des Admissions-Cylinders (also bei Mehrcylinder-Maschinen jenes des Hochdruck-Cylinders) von **2 : 1** namhaft verschieden ist, so hat man C_i'' mit einem Coëfficienten zu corrigieren, welcher aus der stets unterhalb angehängten (kleingedruckten) Tabelle entnommen wird.

C_i''' wird aus Tabelle V', S. **47** für alle Maschinengattungen (zu der jeweiligen Grösse von N_i und c gehörig) unmittelbar numerisch entnommen.

Es ist sodann der Dampfconsum pro indicierte Pferdekraft und Stunde (in der Maschine allein) $C_i = C_i' + C_i'' + C_i'''$.

Die Ansätze der Tabellen gelten unmittelbar für eine gute constructive Ausführung der Maschinen und für einen wohl befriedigenden Betriebszustand derselben derart, dass eine Maschine, welche einen grösseren Dampfconsum nachwiese, nach der einen oder anderen Richtung als mangelhaft zu bezeichnen wäre. Dem entgegen kann bei exacter Ausführung (etwa auch mit entsprechender Compression des Vorderdampfes) und Instandhaltung einer Maschine ein etwas kleinerer Dampfconsum — möglicher Weise jeden der drei Antheile C_i', C_i'', C_i''' betreffend — erzielt werden. Namentlich kann der nutzbare Dampfverbrauch C_i' um die in der untersten Zeile der betreffenden Tabellen angesetzten Beträge und der Dampflässigkeits-Verlust C_i''' nach Note (Tab. S. **47**) kleiner ausfallen. Der sonstige möglicher Weise zu erzielende günstigere Ausfall dürfte aber bei den Maschinen des practischen Betriebes im Allgemeinen kaum sehr erheblich sein, insolange dieselben mit dem gewöhnlichen, gesättigten oder gar etwas feuchten Dampfe gespeist werden. Hingegen kann bei der Anwendung von hoch überhitztem Dampfe eine namhafte und betreffenden Orts angegebene Ersparniss an dem Abkühlungsverlust C_i'' erzielt werden. —

Nach bereits vorangegangener Darstellung ist bei den Mehrcylinder-Maschinen, wenn der Hochdruck-Cylinder jedenfalls mit Kesseldampf geheizt

ist, der rechnungsmässige Abkühlungsverlust C_i'' gleich gross bei jeder Intensität der sonstigen Heizung (der Cylinder und Receiver); nur der nutzbare Dampfverbrauch C_i' ist von der Intensität dieser „sonstigen Heizung“ (nach Massgabe der hierdurch beeinflussten Maschinen-Leistung) abhängig.

Die Coulissen-Maschinen können den mittelst der Tabellen sich ergebenden Dampfconsum nur bei ununterbrochenem Betriebe — eventuell als Locomotiv-Maschinen — nachweisen. Die mit häufigen Pausen und auch unter anderweitigen ungünstigen Verhältnissen arbeitenden Förderungs-Maschinen verbrauchen (selbst auch wenn sie Expansions-Steuerung besitzen) bedeutend mehr Dampf, wovon indess später noch die Rede sein wird.

Die in den Dampfconsums-Tabellen markiert gedruckten Zahlen betreffen beiläufig die „beste normale“ Füllung.

Zu **Tab. VII**, S. **50** bis **55**. Eine Kreisflächen-Tabelle, speciell zur Bestimmung der Kolbenflächen (und Kolbenstangenquerschnitte) in Qu.-Meter, ohne jede Interpolation, wurde hier hinzugefügt, um das betreffende Nachschlagen in anderen Büchern zu ersparen; dieselbe ist übrigens in dieser bequemen und completen Einrichtung kaum irgend wo zu finden.

Zu **Tab. VIII**, S. **57** bis **65** (Schwungradberechnungs-Tabellen) ist hier insofern Nichts zu bemerken, als die vollständige Anleitung zum Gebrauche derselben auf ihrer Titelseite gegeben ist.

Zu **Tab. IX** und **X** nebst **X'**, S. **66** bis **69**. Mittelst dieser Tabellen ist die Leergangs - Widerstands - Spannung r_o mit Berücksichtigung des Schwungradgewichtes etc. auf Grundlage der Tab. VIII in der Weise zu bestimmen, dass man hiernach entweder (wenn es sich um eine Eincylinder-Maschine handelt) mit Beachtung der einfachen Gebrauchsanweisung auf der Titelseite von Tab. VIII das Schwungradgewicht und ausserdem — wenigstens annähernd — das Wellengewicht, somit das summarische Gewicht G_s des Schwungrades sammt Welle wirklich festsetzt, oder aber schlechtweg (gleichgiltig, ob es sich um eine Eincylinder- oder Mehrcylinder-Maschine handelt) die annähernde Grösse

$$\frac{G_s}{10\,000} = A \,.\, 1{,}5\,\frac{Ol}{c^2}$$

berechnet, wobei der Werth von A der betreffenden Tab. VIII zu entnehmen ist. Für Zweicylinder- und Dreicylinder-Maschinen (bei welchen die Grössen O, l und c den Niederdruck-Cylinder betreffen) ist jedenfalls das letztere Verfahren einzuhalten, da das wirkliche Schwungradgewicht (dessen Berechnung diesfalls auf Grundlage der betreffenden Indicator- und Kurbeldiagramme mit Rücksicht auf die Massen von Fall zu Fall besonders vorgenommen werden muss) auf einen etwas zu kleinen Werth von r_o führen würde; — es wäre denn, dass man nach der „Note“ in § 48 S. 165 verfährt, indem man den Antheil r_o' des Leergangswiderstandes zwar nach dem wirklichen (diesfalls kleineren) Schwungradgewichte bestimmt, dabei aber den Antheil r_o'' für jeden vorgelegten Cylinder (Hochdruck- und Mitteldruck-Cylinder) um 80 oder 60% grösser annimmt, je nachdem dieser vorgelegte Cylinder auch eine besondere Kurbel besitzt oder nicht.

Mit dem festgesetzten Werthe von G_s resp. von $\frac{G_s}{10\,000}$ hat man für Auspuffmaschinen:

$$r_o = r_o' + r_o'' = \alpha \frac{G_s}{10\,000} + r_o''$$

wobei die Werthe von α und von r_o'' aus Tab. IX unmittelbar zu entnehmen sind. Für Condensator-Maschinen kommt noch der summarische Pumpenwiderstand $r_c' + r_c''$ (die Luftpumpe und die Kaltwasserpumpe betreffend) additiv hinzu, d h. es ist

$$r_o = r_o' + r_o'' + r_c' + r_c'',$$

wobei die Grössen r_c' und r_c'' der Tab. X und X' unmittelbar zu entnehmen sind.

Zur Beachtung.

In welcher Weise bei minder präciser Absperrung auf der Admissionsseite (Beginn der Expansion) die Grösse der Füllung zu beurtheilen ist, besagt die betreffende Bemerkung am Schlusse der Einleitung zu dem „Practischen Theile des Hilfsbuches".

Bei den Zweicylinder- und Dreicylinder-Maschinen gelten die hier angegebenen Cylinder-Volumenverhältnisse für gleiche Arbeitsvertheilung in dem betreffenden Sinne unter der Voraussetzung der vollständigen Vermeidung eines Spannungsabfalls; ein solcher Abfall vermindert stets die Gesammtarbeit beider (bezw. aller drei) Cylinder, vermehrt jedoch den Arbeitsantheil des Hochdruck-Cylinders, und würde für gleiche Arbeitsvertheilung ein kleineres Cylinder-Volumenverhältniss $\frac{v}{V}$ (also ein kleineres Volumen v des Hochdruck-Cylinders), als hier angegeben wird gestatten; es wäre nicht gerechtfertigt, von diesem scheinbaren Vortheile des Spannungsabfalls in einem irgend bedeutenderem Masse Gebrauch zu machen, denn dieses würde stets einen entsprechend grösseren Dampfverbrauch (pro Pfdk. und Stde.) zur Folge haben.

2. KAPITEL.

Gebrauch der „Tabellen für die Anwendung".

§ 64.

Vorbemerkungen.

Erste Vorbemerkung.

Hinsichtlich der Leistung der Dampfmaschinen kommen die folgenden Relationen in Betracht, und zwar:

in Betreff der indicierten Leistung die „einfache" Relation:

$$\frac{N_i}{c} = \frac{10\,000}{75} p_i O = \frac{400}{3} p_i O$$

in Betreff der Netto-Leistung erstlich die „vorläufige" Relation:

$$\frac{N_n}{c} = \eta \frac{N_i}{c} = \frac{10\,000}{75} \eta p_i O = \frac{400}{3} \eta p_i O$$

hieraus (vorläufig):

$$O = \frac{3}{400} \frac{N_n}{c} \frac{1}{\eta} \frac{1}{p_i}$$

dann die „Hauptrelation":

$$\frac{N_n}{c} = \frac{10\,000}{75} p_n O = \frac{10\,000}{75} \frac{1}{1+\mu} (p_i - r_o) O$$

$$\text{da } p_n = \frac{1}{1+\mu} (p_i - r_o)$$

in Betreff der (indicierten) Leergang-Leistung:

$$\frac{N_o}{c} = \frac{10\,000}{75} r_o O$$

Hierin $\frac{10\,000}{75} = \frac{400}{3}$; aus $\frac{N_i}{c}$, $\frac{N_n}{c}$ und $\frac{N_o}{c}$ folgt N_i, N_n und N_o stets leicht durch Multiplication mit c. Es ist auch $N_n = \frac{1}{1+\mu} (N_i - N_o)$ und $\frac{N_n}{c} = \frac{1}{1+\mu} (\frac{N_i}{c} - \frac{N_o}{c})$.

Ausserdem gilt stets die Beziehung:

$$n\, l = 30\, c$$

Zweite Vorbemerkung.

Auf Grundlage der festgesetzten absoluten Kesselspannung p_o (Ueberdruck + 1 Atm.) kann man für eine auszumittelnde Maschine die absolute Admissionsspannung in den gewöhnlichen Fällen beiläufig:

$$p = 0{,}9\, p_o - 0{,}3 \quad . \quad . \quad a)$$

annehmen, und zwar lieber etwas kleiner, zur Sicherheit jedoch selbst dann nicht erheblich grösser, wenn man fast gar nicht zu drosseln beabsichtigt.

Sollte eine stärkere Drosslung geboten sein, z. B. bei fixierter Expansion nebst Drosslung durch den Regulator, ferner bei Maschinen mit absätzigem Betriebe (Förderungsmaschinen etc.) oder wenn überhaupt einfache Coulissen-Steuerung in Aussicht genommen wird, so nehme man beiläufig:

$$p = 0{,}9\, p_o - 0{,}5 \quad . \quad . \; b)$$

Hiermit ergiebt sich:

für $p_o =$	4	$4\frac{1}{2}$	5	$5\frac{1}{2}$	6	$6\frac{1}{2}$	7	$7\frac{1}{2}$	8	9	10	11	12	13	14	15	16
ad a) $p =$	3,3	3,7	4,2	4,6	5,1	5,5	6,0	6,4	6,9	7,8	8,7	9,6	10,5	11,4	12,3	13,2	14,1
ad b) $p =$	2,7	3,1	3,5	3,9	4,3	4,7	5,1	5,5	5,9	6,7	7,5	8,3	9,1	9,9	10,7	11,5	12,3

Bei neu herzustellenden Kesseln gehe man mit dem Ueberdruck:

(1) für Eincylinder-Condens.-Maschinen nicht leicht unter 4,5 Atmosphären,

(2) für Eincylinder-Auspuff-Maschinen mit Expansion und Zweicylinder-Condens.-Maschinen nicht unter 6 Atmosphären,

(3) für Eincylinder-Auspuff-Maschinen mit Coulisse nicht leicht unter 7 Atmosphären,

(4) für Zweicylinder-Auspuff-Maschinen und Dreicylinder-Condens.-Maschinen nicht unter 9 Atmosphären,

d. h. man mache nach Möglichkeit:

ad (1) $p_o \gtreqless 5{,}5$ Atm.
„ (2) $p_o > 7$ „
„ (3) $p_o \gtreqless 8$ „
„ (4) $p_o \gtreqless 10$ „

§ 65.

Berechnungen und Ausmittlungen*) in Betreff der indicierten Leistung.

Insoweit man bei irgend einer Dampfmaschine lediglich die indicierte Leistung (und nicht auch die Netto-Leistung) in Betracht ziehen will, geschieht jegliche Berechnung und Ausmittlung mittelst der einfachen Relation

$$\frac{N_i}{c} = \frac{10\,000}{75} p_i\, O = \frac{400}{3} p_i\, O$$

neben der stets giltigen Beziehung $n\, l = 30\, c$.

Jene Relation gibt für eine vorhandene oder vorhanden gedachte Maschine aus den diesfalls gegebenen Grössen O, p und $\frac{l_1}{l}$, (wobei der zu p und $\frac{l_1}{l}$ gehörige Werth von p_i aus der betreffenden Tab. III entnommen wird), sofort die indicierte Leistung $\frac{N_i}{c}$ pro 1 Meter Kolbengeschwindigkeit (bei beliebiger

*) Eine vorhandene oder vorhanden gedachte Maschine (von bestimmten Dimensionen etc.) wird bezüglich ihrer Leistung etc. „berechnet", eine etwa herzustellende Maschine (von bestimmter Stärke etc.) wird bezüglich ihrer Dimensionen etc. „ausgemittelt". Indem ich diesen Unterschied der Ausdrucksweise festhalte, kann der Text an Deutlichkeit nur gewinnen.

Admissions-Spannung und Füllung). Hieraus folgt leicht N_i (bei einer gewissen Geschwindigkeit c) durch Multiplication mit c.

Für eine (den Dimensionen nach) auszumittelnde Maschine von bestimmter (indicierter) Leistung N_i gibt die obige Relation die wirksame Kolbenfläche

$$O = \frac{75}{10\,000} \frac{N_i}{c} \frac{1}{p_i} = \frac{3}{400} \frac{N_i}{c} \frac{1}{p_i}$$

auf Grundlage der angenommenen Kolbengeschwindigkeit c (mittelst Tab. I γ), der Spannung p (mittelst § 64, 2. Vorbem.) und Füllung $\frac{l_1}{l}$ (mittelst Tab. I α), zu welch letzteren beiden Grössen die indicierte Spannung p_i aus der betreffenden Tab. III entnommen wird. Hieraus ergibt sich D, l und n nach der einfachen Anleitung in § 68.

§ 66.

Berechnung einer vorhandenen oder vorhanden gedachten Maschine in Betreff der Netto-Leistung.

Gegeben D, O, l nebst n und hiermit auch $c = \frac{n\,l}{30}$.

Ausserdem sind, wenn die Maschine in Bezug auf das Schwungradgewicht etc. keine absonderlichen Verhältnisse darbietet, an der Hand der Tab. IV, A oder B die Grössen

$$r_o \text{ und } \mu \text{ nebst } \frac{1}{1+\mu}$$

als gegeben zu betrachten. (Mit Berücksichtigung des Schwungradgewichtes etc. ist die Leergangswiderstands-Spannung r_o nach Tab. IX, X und X′ zu bestimmen, indem man die Titel dieser Tabellen und etwa auch die Bemerkung zu Tab. IX, X und X′ in § 63, S. 208 beachtet. μ nebst $\frac{1}{1+\mu}$ wird stets der Tab. IV, A oder B entnommen.)

Jegliche Berechnung geschieht nunmehr mittels der Hauptrelation:

$$\frac{N_n}{c} = \frac{10\,000}{75}\, p_n\, O$$

$$\text{wobei } p_n = \frac{1}{1+\mu}(p_i - r_o)$$

so dass auch

$$\frac{N_n}{c} = \frac{400}{3} \frac{1}{1+\mu}(p_i - r_o)\, O$$

womit die Netto-Leistung pro Meter Kolbengeschwindigkeit bei beliebiger Spannung p und Füllung $\frac{l_1}{l}$ zu bestimmen ist, wenn man den zu p und $\frac{l_1}{l}$ gehörigen Werth von p_i aus der betreffenden Tab. III entnimmt.

Hieraus folgt dann bei beliebiger Kolbengeschwindigkeit c (resp. bei beliebiger Tourenzahl n)

$$N_n = \frac{N_n}{c} \,.\, c$$

Note. Man bestimme nebenbei stets auch die indicierte Leistung

$$N_i = \frac{10\,000}{75} p_i O c = \frac{400}{3} p_i O c, \text{ bezw. } \frac{N_i}{c} = \frac{400}{3} p_i O$$

etwa zur Berechnung des jeweiligen Wirkungsgrades $\eta = \frac{N_n}{N_i}$, jedenfalls aber behufs späterer Bestimmung des Dampfconsums.

Bestimmt man ausserdem noch die Leergangsleistung

$$N_o = \frac{10\,000}{75} r_o O c = \frac{400}{3} r_o O c, \text{ bezw. } \frac{N_o}{c} = \frac{400}{3} r_o O$$

so ergibt sich die Nettoleistung auch mittelst

$$N_n = \frac{1}{1+\mu}(N_i - N_o), \text{ bezw. } \frac{N_n}{c} = \frac{1}{1+\mu}\left(\frac{N_i}{c} - \frac{N_o}{c}\right)$$

§ 67.

Berechnung einer entworfenen Maschine in Betreff der indicierten abzüglich der Leergangs-Leistung.

Vorläufige Erklärung. Die Ausmittlung einer herzustellenden Maschine geschieht (nach dem in den folgenden §§ 68 und 69 anzugebenden Vorgange — zunächst vorläufig, dann definitiv) naturgemäss stets für eine bestimmte normale, eventuell auch maximale) Netto-Leistung, denn der Betrieb irgend einer einzelnen Arbeitsmaschine oder eines Complexes von Arbeitsmaschinen erheischt (mit Berücksichtigung der etwaigen Transmissions-Verluste) die Entwicklung einer gewissen Netto-Leistung seitens der Dampfmaschine als Umtriebsmaschine.

Es wäre nun allerdings sehr wünschenswerth, bei einer nach irgend einem Entwurfe hergestellten Maschine sich überzeugen zu können, ob dieselbe die beabsichtigte Netto-Leistung bei den in Aussicht genommenen Umständen (bei der betreffenden Spannung, Füllung und Kolbengeschwindigkeit) auch thatsächlich entwickelt. Wenn diese Ermittlung der Netto-Leistung leicht anginge, so könnte man dieselbe auch als die rationellste Grundlage der Garantie für die Maschinen-Lieferung (neben der Garantie des Dampf- resp. Brennstoff-Consums) hinnehmen.

Nun ist und bleibt leider die directe und verlässliche Feststellung der Netto-Leistung, namentlich bei einer halbwegs grösseren Maschine, zum Mindesten ungemein schwierig und kostspielig, zumeist aber mit den gewöhnlichen Hilfsmitteln ganz undurchführbar; man wird sonach auf die directe Ermittlung der Netto-Leistung im Allgemeinen verzichten und sich mit denjenigen Versuchsresultaten begnügen müssen, welche mittelst des Indicators relativ leicht zu gewinnen sind. Als solche sind die indicierte Leistung der unbelastet gehenden Maschine (Leergangsleistung) N_o, bezw. $\frac{N_o}{c}$ und die indicierte Leistung der entsprechend belasteten Maschine (indicierte Leistung im engeren Sinne) N_i, bezw. $\frac{N_i}{c}$ zu bezeichnen; die Differenz dieser beiden Leistungen $N_i - N_o$, bezw. $\frac{N_i}{c} - \frac{N_o}{c}$ wird als Anhaltspunkt zur Beurtheilung der thatsächlichen Maschinenleistung und zugleich als Grundlage der allfälligen Garantie zu dienen haben; mit anderen Worten: für den bezeichneten Zweck wird man von der „zusätzlichen Reibung“ (ohne etwa die Existenz derselben verständiger Weise hinwegleugnen zu wollen oder zu können) unumgänglicher Weise abstrahieren.

Aus der Grösse der versuchsmässig festgesetzten Differenz $N_i - N_o$, bezw. $\frac{N_i}{c} - \frac{N_o}{c}$ wird man aber auf die Grösse der Netto-Leistung N_n bezw. $\frac{N_n}{c}$ getrost

durch die Multiplication dieser Differenz mit dem empirischen Schätzungswerthe von $\frac{1}{1+\mu}$ rechnungsmässig schliessen können; der hierbei etwa zu begehende Fehler wird in keinem Falle sehr ins Gewicht gehen.

Zur rechnungsmässigen Festsetzung der indicierten abzüglich der Leergangsleistung, als einer Grösse, welche bei einem Maschinenentwurfe für die Maschinenlieferung (Herstellung) als Grundlage der betreffenden Garantie zu dienen hat und an der hergestellten Maschine durch Indicatorversuche sichergestellt, bezw. controliert werden kann, rechnet man zunächst für die in Aussicht genommene Spannung p und Füllung $\frac{l_1}{l}$ nach dem Vorangehenden die indicierte Leistung

$$\frac{N_i}{c} = \frac{10\,000}{75} p_i\, O = \frac{400}{3} p_i\, O$$

und ausserdem (mit Hilfe der Tab. IV oder ihrer Ersatz-Tabellen IX und X) die Leergangsleistung

$$\frac{N_o}{c} = \frac{10\,000}{75} r_o\, O = \frac{400}{3} r_o\, O$$

Die obgenannte Leistungsdifferenz folgt einfach durch Subtraction, oder aber mittelst des Ausdruckes

$$\frac{N_i}{c} - \frac{N_o}{c} = \frac{10\,000}{75} (p_i - r_o)\, O = \frac{400}{3} (p_i - r_o)\, O$$

Es ist sodann selbstverständlich auch

$$N_i = \frac{N_i}{c} \,.\, c$$

$$N_o = \frac{N_o}{c} \,.\, c$$

$$N_i - N_o = \left(\frac{N_i}{c} - \frac{N_o}{c}\right) .\, c$$

Ebenso selbstverständlich ist schliesslich (zu dem vorhergehenden § 66 gehörig) die Nettoleistung

$$\frac{N_n}{c} = \frac{1}{1+\mu}\left(\frac{N_i}{c} - \frac{N_o}{c}\right)$$

$$\text{und } N_n = \frac{1}{1+\mu}(N_i - N_o)$$

§ 68.

Vorläufige Ausmittlung einer Maschine von bestimmter (normaler) Nettoleistung N_n.

Für die Ausmittlung einer Maschine wird im Allgemeinen ihre Normalleistung zum Anhaltspunkte genommen (nur ausnahmsweise die Maximalleistung oder dgl.).

Man setze gemäss der betreffenden Kesselspannung die absolute Admissionsspannung p (siehe § 64, 2. Vorbem.), die Füllung $\frac{l_1}{l}$ (nach Tab. I α) und Kolbengeschwindigkeit c (nach Tab. I γ) fest, welche man für die gegebene

Leistung N_n in Aussicht nehmen will; sofort sind ausser N_n als gegeben zu betrachten: p, $\frac{l_1}{l}$ und c, hiermit auch das Product

$$n\, l = 30\, c$$

Man bestimme aus den gegebenen Grössen $\frac{N_n}{c}$ und suche in Tab. II den hierzu gehörigen Werth von η, nebst $\frac{1}{\eta}$, sowie in der betreffenden Tab. III den zu p und $\frac{l_1}{l}$ gehörigen Werth von p_i; dann ist (vorläufig):

$$O = \frac{75}{10\,000} \cdot \frac{1}{\eta} \cdot \frac{1}{p_i} \cdot \frac{N_n}{c} = \frac{3}{400} \cdot \frac{1}{\eta} \cdot \frac{1}{p_i} \cdot \frac{N_n}{c} \;^{*)}$$

Mit einem (beiläufigen) Zuschlage auf den Kolbenstangenquerschnitt (3 bis 2 % bei zweiseitiger, $1\frac{1}{2}$ bis 1 % bei einseitiger Kolbenstange, je nach der relativen Stärke derselben) ergibt sich

$$D^2 \frac{\pi}{4} = 1{,}03 \ldots \text{ bis } 1{,}01\, O$$

Hierzu gibt Tab. VII ohne Weiteres den (vorläufigen) Kolbendurchmesser D.

Aus dem bereits festgesetzten numerischen Werthe des Productes $n\, l = 30\, c$ bestimmt man sodann n und l, und zwar hat man entweder gemäss einem zu D passenden Hube l (im Mittel $l = 2\, D$; bei kleinen Maschinen $l > 2\, D$, bei grossen Maschinen aber $l < 2$ D):

$$n = \frac{30\, c}{l}$$

oder aber gemäss einer etwa gewünschten Umgangszahl n

$$l = \frac{30\, c}{n}$$

§ 69.

Definitive Ausmittlung einer Maschine von bestimmter normaler Nettoleistung.

Für eine vorläufig (mittelst $p_n = \eta\, p_i$) ausgemittelte Maschine wird die Kolbenfläche O und sodann der Kolbendurchmesser D corrigiert, indem man (falls die auszumittelnde Maschine in Bezug auf das Schwungradgewicht etc. keine absonderlichen Verhältnisse darbietet) aus Tab. IV, A oder B zu dem vorläufigen D und zu der Maximalspannung p (für welche die Maschine zu construieren wäre, etwa $= p_o$) die Grössen

$$r_o,\ \mu,\ \frac{1}{1+\mu}$$

numerisch entnimmt.

---

*) Für Diejenigen, welche gegen die selbst auch nur vorläufige Einführung der Wirkungsgrade etwa Bedenken hegen, mag bemerkt werden, dass die obige vorläufige Beziehung allerdings durch die formell correctere: $O = \frac{3}{400} \cdot \frac{1}{p_n} \cdot \frac{N_n}{c}$, hierbei $p_n = \frac{1}{1+\mu}(p_i - r_o)$ zu ersetzen ist, wobei auf Grund einer vorlaufigen Schätzung des (eben erst zu ermittelnden) Kolbendurchmessers D die Grössen r_o und μ aus Tab. IV vorläufig entnommen werden können. Doch abgesehen davon, dass dieses Verfahren nur bereits Geübteren etwa taugen kann, ist hierdurch in Bezug auf die Genauigkeit der „definitiven Ausmittlung" kaum etwas gewonnen, und umgekehrt durch die viel bequemere provisorische Rechnung mit den vorläufigen Wirkungsgraden gewiss nichts verloren.

Sollten in irgend welcher Beziehung abnormale Verhältnisse obwalten, oder sollte überhaupt das Schwungradgewicht etc. berücksichtigt werden wollen, so ist

für Auspuff $r_o = r_o' + r_o''$

„ Condensation $r_o = r_o' + r_o'' + r_c' + r_c''$

mittelst der Tab. IX, X und X' numerisch festzusetzen, wobei die Ueberschriften dieser Tabellen als Erläuterung genügen, und eventuell die Bemerkungen zu Tab. IX, X und X' in § 63 S. 208 zu beachten sind. Die Grösse von μ und $\frac{1}{1+\mu}$ ist jedenfalls aus Tab. IV, A oder B zu entnehmen.

Mit den hiermit festgesetzten Grössen

$$r_o, \ \mu \text{ und } \frac{1}{1+\mu}$$

ergibt sich die (corrigierte) Nutzspannung

$$p_n = \frac{1}{1+\mu}(p_i - r_o)$$

und hiermit ist entweder aus der Hauptrelation (§ 64) die (corrigierte) Kolbenfläche

$$O = \frac{75}{10\,000}\,\frac{N_i}{c}\,\frac{1}{p_n} = \frac{3}{400}\,\frac{N_n}{c}\,\frac{1+\mu}{p_i - r_o}$$

zu rechnen, oder aber (meist einfacher) der vorläufige Werth von O mit dem (umgekehrten) Verhältnisse

$$\frac{\eta p_i \ (\text{vorläufig})}{p_n \ (\text{corrigiert})}$$

zu multiplicieren.

Sodann ist, wie bei der vorläufigen Ausmittlung

$$D^2 \frac{\pi}{4} = 1{,}03 \ . \ . \ . \ . \text{ bis } 1{,}01 \ O$$

woraus sich mittelst Tab. VII der corrigierte Durchmesser D ergibt.

Note. In Bezug auf l und n kann es bei den ursprünglichen Festsetzungen bleiben, es wäre denn, dass man (etwa mit Rücksicht auf die Regel $c = \beta \sqrt{p}\, l$, Tab. I γ) die Kolbengeschwindigkeit c ändern wollte, in welchem Falle die ganze Ausmittlung (auch die vorläufige) neuerdings vorzunehmen wäre.

Hierauf berechne man (behufs Bestimmung des Wirkungsgrades und des Dampfconsums) für die in Betracht gezogenen Verhältnisse (Füllung, Spannung etc.) jedenfalls auch die indicierte Leistung

$$N_i = \frac{400}{3}\, p_i\, O\, c$$

Bei einer Zweicylinder- oder Dreicylinder-Maschine werden nach dem Vorhergehenden die Dimensionen etc. des Niederdruck-Cylinders bestimmt, und folgt sodann die Ausmittlung des Hochdruck-Cylinders, bezw. auch des Mitteldruck-Cylinders nach Hilfstabelle I β und Ad I β, S. **22**, bezw. nach I β, S. **72**, **73**, **74** auf Grundlage der dortselbst angegebenen Cylinder-Volumenverhältnisse. Nebenbei ergeben sich nach den dortigen Angaben die (beiläufigen) Füllungen der einzelnen Cylinder.

Hat man eine Maschine für eine bestimmte Nettoleistung (in der Regel für die Normalleistung) definitiv ausgemittelt, so empfiehlt es sich, ihre Leistung

(indiciert und Netto) auch für einige andere Füllungen (ausser der bei der Ausmittlung in Betracht gezogenen Füllung — in der Regel der normalen Füllung) zu berechnen, um über die Wirkungsweise der Maschine eine leichte Uebersicht zu gewinnen. Diese Berechnung geschieht mittelst

$$N_i = \frac{400}{3} p_i\, O\, c, \text{ bezw. } \frac{N_i}{c} = \frac{400}{3} p_i\, O$$

$$p_n = \frac{1}{1+\mu}(p_i - r_o) \text{ und}$$

$$N_n = \frac{400}{3} p_n\, O\, c, \text{ bezw. } \frac{N_n}{c} = \frac{400}{3} p_n\, O$$

oder aber mittelst

$$N_i = \frac{400}{3} p_i\, O\, c, \text{ bezw. } \frac{N_i}{c} = \frac{400}{3} p_i\, O$$

$$N_o = \frac{400}{3} r_o\, O\, c, \text{ bezw. } \frac{N_o}{c} = \frac{400}{3} r_o\, O$$

$$N_n = \frac{1}{1+\mu}(N_i - N_o) \text{ bezw. } \frac{N_n}{c} = \frac{1}{1+\mu}\left(\frac{N_i}{c} - \frac{N_o}{c}\right);$$

bei der letzteren Berechnungsweise ist N_o und $\frac{N_o}{c}$ von der Füllung unabhängig und demnach nur einmal zu rechnen.

§ 70.

Ermittlung der Füllung für eine bestimmte Leistung.

Die Frage, bei welcher Füllung eine vorhandene oder vorhanden gedachte Maschine eine bestimmte Leistung (indiciert oder Netto) entwickelt, ist am besten indirect, und zwar in der eben am Schlusse von § 69 angegebenen Weise zu lösen, indem man nämlich N_i und N_n für verschiedene Füllungen (von der etwa gestatteten grössten bis zu einer gewissen kleinsten Füllung) feststellt; die hierdurch erzielte Uebersicht über die Wirkungsweise der Maschine wird noch gewinnen, wenn man zu diesen Angaben der Leistung auch noch die zugehörigen Angaben des Dampfconsums bei den verschiedenen Füllungen nach dem Nachfolgenden (§ 72) hinzufügt.

§ 71.

Zusatz in Betreff der Ausmittlung der Förderungs- und Locomotiv-Maschinen.

Bei den Förderungs- und Locomotiv-Maschinen kommen auch in Betracht (siehe § 49, S. 167 u. 168):

$\mathfrak{P}_m$ als mittlerer resultierender Kolbendruck (Netto) und wenn dieser constant (bei nahe ganzer Cylinderfüllung) und die Schubstange unendlich lang gedacht wird, zugleich als der Maximaldruck im Kurbelkreise, auf **einen** Dampfcylinder bezogen; und zwar ist (für Meter und Kgr.)

$$\mathfrak{P}_m = 75 \frac{N_n}{c} = 10\,000\, O\, p_n$$

ferner der mittlere Druck $\mathfrak{P}$ im Kurbelkreise, auf einen Dampfcylinder bezogen, und zwar ist (für Meter und Kgr.):

$$\mathfrak{P} = \frac{2}{\pi} \mathfrak{P}_m = 47{,}75 \frac{N_n}{c} = 6366\, O\, p_n$$

Durch Multiplication von $\mathfrak{P}_m$ und $\mathfrak{P}$ mit der Kurbellänge $0{,}5\, l$ ergibt sich für einen Dampfcylinder der Maximalwerth $M_{max.}$ und der Mittelwerth M des statischen Momentes an der Maschinenwelle.

Hiermit ergeben sich die Beziehungen:

$\mathfrak{P}_m \times 0{,}5\, l = 10\,000\, O\, p_n \times 0{,}5\, l = 5000\, O\, l\, p_n = M_{max.}$ (bei Volldruck),
$\mathfrak{P} \times 0{,}5\, l = 6366\, O\, p_n \times 0{,}5\, l = 3183\, O\, l\, p_n = M$ (bei beliebiger Füllung).

Hierbei ist für vorläufige Ausmittlungen (von O und l):

$$p_n = \eta\, p_i$$

wobei η nach dem folgenden Tabellchen geschätzt werden kann.

Für definitive Berechnungen und Ausmittlungen (einer bestehend gedachten oder vorläufig ausgemittelten Maschine) hat man

$$p_n = \frac{1}{1 + \mu} (p_i - r_o)$$

wobei μ und r_o zu dem Kolbendurchmesser D (eventuell zu dem vorläufigen D) gehörig mittelst Tab. IV bestimmt werden.

Vorläufige Werthe von η (für Auspuff-Maschinen), einen Dampfcylinder betreffend (M_k = stat. Mom. für Meter und Kgr.):

M_k	η	M_k	η	M_k	η	M_k	η	M_k	η
50	0,721	**250**	0,771	**800**	0,809	**3000**	0,845	**20 000**	0,872
75	0,730	**300**	0,781	**1000**	0,818	**4000**	0,848	**30 000**	0,878
100	0,738	**400**	0,788	**1500**	0,825	**5000**	0,851	**50 000**	0,885
150	0,750	**500**	0,795	**2000**	0,833	**7500**	0,858	**100 000**	0,890
200	0,762	**600**	0,800	**2500**	0,839	**10 000**	0,865	**200 000**	0,901

Die bei den Förderungs-Maschinen (und Locomotiv-Maschinen) in den obigen Formeln für $M_{max.}$ und M einzusetzenden numerischen Werthe der zu bewältigenden statischen Momente werden nach den obwaltenden Verhältnissen ermittelt. (Siehe die zugehörigen Beispiele in dem nachfolgenden 4. Kapitel, woselbst auch die nothwendigen Bemerkungen über die Berechnung der einschlägigen Zweicylinder-Maschinen [Zwillings-Tandem und Compound] zu finden sind.)

§ 72.

Bestimmung des Dampfconsums der Dampfmaschinen.

Für eine gewisse Maschinengattung wird aus der betreffenden Tab. V, A, B, C, D (S. **38—46** links oder rechts), bezw. aus Tab. V, A, B (S. **82** oder **83**) zu der betreffenden Spannung p und Füllung $\frac{l_1}{l}$ gehörig:

1. der nutzbare Dampfverbrauch pro indicierte Pferdekraft und Stunde C_i' unmittelbar (in Kgr.) entnommen;
2. der Abkühlungsverlust C_i'' (pro indicierte Pferdekraft und Stunde in Kgr.) durch Division des numerisch entnommenen Werthes von $\sqrt{c}\; C_i''$ mit $\sqrt{c}$, oder (einfacher) durch Multiplication mit $\frac{1}{\sqrt{c}}$ (mit Hilfe der Tab. VI, S. 48, 49) vorläufig berechnet und für das betreffende Hubverhältniss $l:D$ mittelst des Coëfficienten des angehängten Tabellchens corrigiert.

Gemäss der jeder Tabelle (V) unten beigefügten Berufung wird:

3. der Dampflässigkeits-Verlust C_i''' (pro indicierte Pferdekraft und Stunde in Kgr.) aus Tab. V', S. 47 (zu dem jeweiligen Werthe von c und N_i gehörig) numerisch festgesetzt.

Von den drei Antheilen C_i', C_i'', C_i''' des Dampfverbrauches kann der erstere (C_i') bei exacten Eincylinder-Maschinen um die in der untersten Zeile jeder betreffenden Tabelle angegebenen Beträge und der dritte (C_i''') in ebenfalls angegebenem Masse (eventuell um die Hälfte) kleiner ausfallen. Die Zweicylinder- und Dreicylinder-Maschinen werden hier überhaupt als vollkommen vorausgesetzt.

Es ist dann der summarische Dampfconsum pro indicierte Pferdekraft und Stunde in Kgr.:

$$C_i = C_i' + C_i'' + C_i'''$$

Hieraus folgt (falls überhaupt in Betracht zu ziehen) der summarische Dampfconsum pro Netto-Pferdekraft und Stunde in Kgr.:

$$C_n = \frac{1}{\eta}\, C_i = \frac{N_i}{N_n}\, C_i$$

C_i und C_n gelten für die Dampfmaschine allein; der hierin (für den Speisewasserverbrauch) nicht einbegriffene Verlust in der Dampfleitung sammt dem aus dem Kessel mitgerissenen Wasser kann mindestens auf 4 bis etwa 10% von C_i resp. von C_n veranschlagt werden (abgesehen von sehr langen Dampfleitungen, welche einen noch grösseren Verlust veranlassen).

Sämmtliche Dampfverbrauchsangaben gelten für den gewöhnlichen, gesättigten oder mässig feuchten Admissionsdampf. Bei der Anwendung hoch überhitzten Admissionsdampfes (etwa mit Schwoerer's Ueberhitzern auf mindestens 200° bis über 250° C.) kann der Abkühlungsverlust C_i'' nach Massgabe der Ueberhitzung um 33 bis 50% kleiner angenommen werden, als er sich nach dem Obigen (für gesättigten Dampf) ergibt. Ausserdem kommt bei correct überhitztem Admissionsdampfe der Dampfleitungs- als Condensationsverlust in Wegfall und ist nur auf Rechnung der etwaigen Dampflässigkeit der Leitung ein Zuschlag vielleicht von 2 bis höchstens 4% des Gesammt-Dampfverbrauches C_i der Maschine gerechtfertigt (auch wenn keine sichtliche Dampflässigkeit vorhanden ist).

3. KAPITEL.

Beispiele über den Gebrauch der Tabellen für die Anwendung.

§ 73.

Beispiele zu § 65, betreffend die indicierte Leistung.

1. Beispiel. Eine Auspuffmaschine hat den Kolbendurchmesser $D = 0{,}40$ m, den Hub $l = 0{,}80$ m ($= 2D$), eine beiderseits durchgehende Kolbenstange von 7 cm ($d = 0{,}07$ m) Stärke, mithin (gemäss Tab. VII, S. **50**, . . .) eine wirksame Kolbenfläche

$$O = D^2 \frac{\pi}{4} - d^2 \frac{\pi}{4} = 0{,}1257 - 0{,}0038 = 0{,}1219 \text{ Qu.-Met.};$$

die absolute Admissionsspannung beträgt 6 Atmosphären. Welche indicierte Leistung entwickelt dieselbe bei 0,3 Füllung, wenn sie

1. mit einer Coulisse nach Gooch oder Stephenson . . .,
2. mit separater Einlasscoulisse,
3. mit Expansionssteuerung z. B. nach Meyer und mit einem Dampfhemd versehen ist?

Gegeben: $O = 0{,}1219$

$p = 6$

$\frac{l_1}{l} = 0{,}3$

Man findet zu $p = 6$ und $\frac{l_1}{l} = 0{,}3$ gehörig:

	ad 1	ad 2	ad 3
	in Tab. III A a, S. **26**	Tab. III A b, S. **27**	Tab. III B b, S. **29**
$p_i =$	2,077	2,626	2,796
somit ist $\frac{N_i}{c} = \frac{400}{3} p_i \, O =$	33,7	42,7	45,4 Pfdk.

als jeweilige indicierte Leistung pro 1 m Kolbengeschwindigkeit.

Würde diese Maschine bei $l = 0{,}8$ m Hub $n = 60$ Umgänge pro Minute machen, also mit $c = \frac{nl}{30} = 1{,}6$ m arbeiten, so wäre in den drei Fällen die indicierte Leistung

$N_i = \frac{N_i}{c} \cdot 1{,}6 =$	54,0	68,3	72,7 Pfdk.

2. Beispiel. Es ist eine Eincylinder-Condensator-Maschine mit Dampfhemd auszumitteln, welche bei etwa vorhandenen Kesseln von nur 4 Atmosphären Ueberdruck ($p_o = 5$) normal eine indicierte Leistung

$$N_i = 65 \text{ Pferdekraft}$$

in sonst möglichst günstiger Weise entwickeln würde.

Wir nehmen (gemäss § 64, 2. Vorbemerk.) p rund $= 4$ Atm, ferner (gemäss Hilfstab. I α, S. 21) $\frac{l_1}{l} = 0{,}15$ und (gemäss Hilfstab. I γ, S. 23) $c = 1{,}5$ m in Aussicht; zu $p = 4$ und $\frac{l_1}{l} = 0{,}15$ finden wir in Tab. III Cb, S. 81 (wenn wir zunächst gewöhnlichen schädlichen Raum und keine namhafte Compression voraussetzen)

$$p_i = 1{,}620;$$

hiermit ergibt sich die erforderliche wirksame Kolbenfläche

$$O = \frac{3}{400} \frac{N_i}{c} \frac{1}{p_i} = \frac{3 \; . \; 65 \; . \; 1}{400 \; . \; 1{,}5 \; . \; 1{,}620} = 0{,}2006 \text{ Qu.-Met.}$$

Wenn wir zur Erzielung möglichst günstiger Betriebsresultate kleinen schädlichen Raum (etwa $m = 0{,}025$) und ausserdem Compression des Vorderdampfes bis zu einer Endspannung $p_c = 3{,}5$ Atm. in Aussicht nehmen wollen, so ist gemäss Tab. III Cb die zu gewärtigende indicierte Spannung (mit Rücksicht auf $\Delta = 0{,}141$):

$$p_i = 1{,}578 - 0{,}141 = 1{,}437$$

und hiermit die nunmehr erforderliche wirksame Kolbenfläche

$$O = \frac{3}{400} \frac{N_i}{c} \frac{1}{p_i} = \frac{3 \; . \; 65 \; . \; 1}{400 \; . \; 1{,}5 \; . \; 1{,}437} = 0{,}2262 \text{ Qu.-Met.}$$

Die weitere Ausführung eines ähnlichen Beispieles wird demnächst folgen.

§ 74.

Beispiel zu § 66.

Die im 1. Beispiele § 73 der indicierten Leistung nach berechnete (dreifache) Auspuffmaschine (1. mit gewöhnlicher Coulisse, 2. mit separater Einlasscoulisse, 3. mit Expansionssteuerung und Dampfhemd) ist in Betreff ihrer Nettoleistung zu berechnen.

Gegeben: $D = 0{,}40$ Meter, $l = 0{,}90$ Meter,
$O = 0{,}1219$ Qu.-Meter,
$p = 6$ Atmosphären,
$\frac{l_1}{l} = 0{,}3$.

Man hat auch diesfalls zu $p = 6$ und $\frac{l_1}{l} = 0{,}3$ gehörig aus den betreffenden Tab. III, und zwar:

		ad 1	ad 2	ad 3
	aus Tab.	III A a	III A b	III B b
	$p_i =$	2,077	2,626	2,796
ferner aus Tab. IV A, S. 36 zu $D = 0{,}40$ und zu $p = 6$ (als Maximalspannung) gehörig	$r_o =$	0,165	0,165	0,165
	$\mu =$	0,100	0,100	0,100
	$\frac{1}{1+\mu} =$	0,909	0,909	0,909
dies gibt	$p_i - r_o =$	1,912	2,461	2,631
	$p_n = \frac{1}{1+\mu}(p_i - r_o) =$	1,738	2,237	2,392
	$\frac{N_n}{c} = \frac{400}{3} p_n O =$	28,2	36,4	38,9
mit $c = 1{,}6$ m hat man				
	$N_n = \frac{N_n}{c} \cdot 1{,}6 =$	45,2	58,2	62,2
	Verglichen mit $N_i =$	54,0	68,3	72,7
	gibt dies $\eta = \frac{N_n}{N_i} =$	0,837	0,852	0,856

(Bestimmung des Dampfconsums hierzu folgt in § 76, erstes Beispiel.)

§ 75.

Beispiele zu § 68 und § 69.

Es ist eine Condensator-Maschine von $N_n = 250$ Pfdk. Netto, als Normalleistung, für möglichst passend gewählte Verhältnisse auszumitteln und zwar zur Vergleichung:

1. als (gewöhnliche) Eincylinder-Condens.-Maschine ohne Dampfhemd,
2. als (exacte) Eincylinder-Condens.-Maschine mit Dampfhemd und Compression bei kleinem schädl. Raume,
3. als Zweicylinder-Condens.-Maschine mit Dampfhemd jedenfalls am Hochdruck-Cylinder und äusserlich geheiztem Receiver (einerseits als Receiver-Woolf-, andererseits als Compoundmaschine).

Wir wollen die betreffenden Dampfkessel auf 6 Atmosphären Ueberdruck prüfen lassen, d. h. $p_0 = 7$ Atm. annehmen; gemäss § 64, zweite Vorbemerkung passt für die Rechnung die absolute Admissionsspannung

$$p = 6 \text{ Atm.*)}$$

An der Hand der Hilfs-Tab. I α, S. 21, wollen wir für die Normalleistung die abgerundeten Füllungen, und zwar:

1. für die Eincylinder-Masch. ohne Dampfhemd $\frac{l_1}{l} = 0{,}125$,
2. für die Eincylinder-Masch. mit Dampfhemd $\frac{l_1}{l} = 0{,}10$,
3. für die Zweicylinder-Masch. . . . . $\frac{l_1}{l} = 0{,}08$

in Aussicht nehmen.

*) Schliesslich folgt hier noch die Berechnung einer äquivalenten Dreicylinder-Condens.-Maschine mit $p = 10$ Atm.

Die mittlere Kolbengeschwindigkeit nehmen wir behufs leichten Vergleiches in allen drei Fällen gleich gross an und zwar setzen wir an der Hand der Hilfs-Tab. I γ, S. **23**, abgerundet $c = 2$ m, so dass

$$\frac{N_n}{c} = 125 \text{ Pfdk.}$$

1. Ausmittlung der (gewöhnl.) Eincylinder-Condens.-Masch. ohne Dampfhemd.

Gegeben:

$$N_n = 250 \text{ Pfdk.}$$
$$p = 6 \text{ Atm.}$$
$$\frac{l_1}{l} = 0{,}125$$
$$c = 2 \text{ m}; \; ln = 30\,c = 60 \text{ m}$$
$$\frac{N_n}{c} = 125 \text{ Pfdk.}$$

Zu $\frac{N_n}{c} = 125$ gibt Tab. II, S. **25**, vorläufig $\eta = 0{,}824$, ferner gibt Tab. III Ca, S. **30**, zu $p = 6$ und $\frac{l_1}{l} = 0{,}125$ gehörig

$$p_i = 2{,}119$$

es ist somit (vorläufig) $\eta\, p_i = 1{,}746$

$$O = \frac{3}{400}\,\frac{N_n}{c}\,\frac{1}{\eta\, p_i} = \frac{3}{400}\,\frac{125}{1{,}746} = 0{,}5368$$

Mit Zuschlag von 3% auf die beiderseits durchgehende Kolbenstange ergibt sich (vorläufig)

$$D^2\,\frac{\pi}{4} = 1{,}03\;O = 0{,}5529$$

Hierzu gibt Tab. VII, S. **51**, den vorläufigen Kolbendurchmesser

$$D = 0{,}839$$

Wir können uns gleich für den passenden Hub

$$l = 1{,}6 \text{ m}$$

entscheiden, so dass die Umgangszahl pro Minute (für einen mit mässiger Geschwindigkeit umgehenden Arbeitsmechanismus passend)

$$n = \frac{30\,c}{l} = \frac{60}{1{,}6} = 37{,}5$$

Behufs definitiver Ausmittlung (Correction) von O und D nach § 69 gibt (diesmal ohne Rücksicht auf das Schwungradgewicht) Tab. IV B, S. **37** zu $D = 0{,}839$ und $p = 7$ (als Maximalspannung, für welche die Festigkeitsdimensionen der Maschine mindestens einzurichten sind)

$$r_o = 0{,}211; \; \mu = 0{,}070. \text{ und } \frac{1}{1+\mu} = 0{,}935$$

hierbei nach Obigem $p_i = 2{,}119$; d. h.

$$p_i - r_o = 1{,}908 \text{ und } p_n = \frac{1}{1+\mu}(p_i - r_o) = 2{,}784$$

somit ist (corrigiert)

$$O = \frac{75}{10\,000} \frac{N_n}{c} \frac{1}{p_n} = \frac{3}{400} \cdot \frac{125}{1{,}781} = 0{,}5254 \text{ Qu.-Met.}$$

Mit Zuschlag von 3 %

$$D^2 \frac{\pi}{4} = 1{,}03\ O = 0{,}5412 \text{ Qu.-Met.}$$

Hierzu nach Tab. VII (corrigiert):

$$D = 0{,}830 \text{ Meter}$$

(gegen den vorläufigen Werth 0,889).

Hiermit bestimmt sich zuvörderst noch die der Normalleistung $N_n = 250$ (bei $\frac{l_1}{l} = 0{,}125$) entsprechende indicierte Leistung

$$N_i = \frac{400}{3} p_i\ Oc = \frac{400}{3} 2{,}119 \,.\, 0{,}5254 \,.\, 2 = 296{,}8 \text{ Pfdk.}$$

Demnach wäre der (indicierte) Wirkungsgrad der Maschine bei ihrer normalen Beanspruchung

$$\eta = \frac{N_n}{N_i} = \frac{250}{296{,}8} = 0{,}842$$

(gegen den „vorläufigen" Tabellenwerth $\eta = 0{,}824$).

Für den Leergang ergibt sich wegen $r_o = 0{,}211$ nach § 67:

$$\frac{N_o}{c} = \frac{400}{3} r_o\ O = 14{,}8 \text{ Pfdk. und } N_o = 29{,}6 \text{ Pfdk.}$$

somit $\frac{N_i}{c} - \frac{N_o}{c} = 133{,}6$ Pfdk. und (mit $c = 2$ m) $N_i - N_o = 267{,}2$ Pfdk.,

welche mit dem Indicator nachzuweisen wären.

Hiermit erscheint die (gewöhnliche) Eincylinder-Condens.-Maschine ohne Dampfhemd mit den folgenden Daten ausgemittelt:

$$\begin{aligned}
N_n &= 250 \text{ Pfdk.} \\
p_o &= 7 \text{ Atm.} \\
p &= 6\ \text{„} \\
\frac{l_1}{l} &= 0{,}125 \\
c &= 2 \text{ Met.} \\
O &= 0{,}5254 \text{ Qu.-Met.} \\
D &= 0{,}830 \text{ Met.} \\
l &= 1{,}6 \text{ Met.};\ n = 37{,}5 \\
N_i &= 296{,}8 \text{ Pfdk.} \\
\eta &= 0{,}842 \\
N_o &= 29{,}6 \\
N_i - N_o &= 267{,}2 \text{ Pfdk.}
\end{aligned}$$

Schliesslich ergibt sich behufs Uebersicht der Wirkungsweise der Maschine ihre Leistung bei verschiedenen Füllungen von 0,5 bis 0,1 (mit $c = 2$ m, $Oc = 1{,}051$ $r_o = 0{,}211$, $N_o = 29{,}6$ und $\frac{1}{1+\mu} = 0{,}935$), wie folgt:

bei $\frac{l_1}{l} =$	0,5	0,333	0,25	0,20	0,15	**0,125**	0,10
$p_i =$	4,624	3,790	3,228	2,829	2,373	**2,119**	1,843
$N_i = \frac{400}{3} p_i O c =$	648	531	452	396	332,5	**296,8**	258
$N_i - N_o =$	618	502	423	367	303	**267,2**	229
$N_n = \frac{1}{1+\mu} (N_i - N_o) =$	578	469	395	343	283	**250**	214
$\eta = \frac{N_n}{N_i} =$	0,892	0,883	0,874	0,865	0,852	**0,842**	0,828

(Die Bestimmung des Dampfconsums hierzu folgt in § 76, 2. Beisp. 1.)

2. Ausmittlung der (exacten) Eincylinder-Condens.-Maschine mit Dampfhemd und Compression.

Gegeben:

$$N_n = 250 \text{ Pfdk.}$$
$$p = 6 \text{ Atm.}$$
$$\frac{l_1}{l} = 0{,}10$$
$$c = 2 \text{ m}; \; nl = 30\,c = 60 \text{ m}$$
$$\frac{N_n}{c} = 125 \text{ Pfdk.}$$

Zu $\frac{N_n}{c} = 125$ gibt Tab. II S. **25** auch diesfalls vorläufig $\eta = 0{,}824$.

Ferner gibt Tab. III C. b., S. **31**, zu $p = 6$ und $\frac{l_1}{l} = 0{,}10$ gehörig und zwar für eine Compression des Vorderdampfes bis 5 Atmosphären bei einem schädlichen Raume von 2,5 % die indicierte Spannung (mit Benützung der Angaben für keinen schädlichen Raum)

$$p_i = 1{,}908 - 0{,}288 = 1{,}670$$

(Gemäss Angabe derselben Tab. III C. b. wäre für diese Compression die Ausströmung bei $\frac{l_2}{l} = 0{,}6$ abzusperren.)

Es ist somit (vorläufig) $\eta\, p_i = 1{,}376$ und

$$O = \frac{3}{400} \frac{N_n}{c} \frac{1}{\eta\, p_i} = \frac{3}{400} \frac{125}{1{,}376} = 0{,}6811$$

Mit Zuschlag von 3 % für die beiderseits durchgehende Kolbenstange ergibt sich

$$D^2 \frac{\pi}{4} = 1{,}03\, O = 0{,}7015$$

Hierzu gibt Tab. VII, S. **51**, den vorläufigen Kolbendurchmesser

$$D = 0{,}945$$

Wir können auch diesfalls den Hub $l = 1{,}6$ m nehmen, so dass die Umgangszahl pro Minute

$$n = \frac{30\,c}{l} = \frac{60}{1{,}6} = 37{,}5.$$

Behufs definitiver Ausmittlung (Correction) von O und D nach § 69 (zunächst ohne Rücksicht auf das Schwungradgewicht) gibt Tab. IV, B, S. 37, zu $D = 0{,}945$ und $p = 7$ (als Maximalspannung)

$$r_o = 0{,}205;\ \mu = 0{,}005 \text{ und } \frac{1}{1+\mu} = 0{,}989$$

hierbei nach Obigem $p_i = 1{,}070$, d. h.

$$p_i - r_o = 1{,}465 \text{ und } p_n = \frac{1}{1+\mu}(p_i - r_o) = 1{,}375$$

somit ist (corrigiert):

$$O = \frac{75}{10\,000} \frac{N_n}{c} \frac{1}{p_n} = \frac{3}{400} \frac{125}{1{,}375} = 0{,}682 \text{ Qu.-Met.}$$

Mit Zuschlag von 3%

$$D^2 \frac{\pi}{4} = 1{,}03\ O = 0{,}702 \text{ Qu.-Met.}$$

Hierzu nach Tab. VII, S. 51 (corrigiert):

$$D = 0{,}9455 \text{ m}$$

welcher Werth mit dem vorläufigen (zufälliger Weise) fast genau übereinstimmt, und für die Ausführung auf 0,95 m oder anderweitig abzurunden wäre.

Note. Behufs Bestimmung von r_u nach § 69 mit Rücksicht auf das Schwungradgewicht hätte man gemäss Tab. IX (Sternbemerkung S. 67) zunächst

$$\frac{G_r}{10\,000} = A\,.\,1{,}5\,\frac{Ol}{c^2} = A\,.\,1{,}5\,\frac{0{,}682\,.\,1{,}6}{2^2} = 0{,}4092\ A$$

Hierzu nach Tab. VIII, S. 61, für $p = 6$ und $\frac{l_1}{l} = 0{,}10$, wenn ein normales Schwungrad $(\frac{2R}{l} = 4{,}5)$ und für die Compression obiger Werth $\frac{l_2}{l} = 0{,}6$ in's Auge gefasst wird:

A (zwischen 4,24 und 4,77 interpoliert) = 4,67, somit

$$\frac{G_r}{10\,000} = 0{,}4092\ A = 1{,}911$$

Es ist ferner gemäss Tab. IX zu $D = 0{,}95$ und $p = 7$ (als Maximalspannung) gehörig vor der Hand $\alpha = 0{,}056$, welchen Werth wir vermöge des Hubverhältnisses $\frac{l}{D} = \frac{1.6}{0{,}95} = 1{,}7$ (gemäss der Bemerkung unterhalb Tab. IX) mit 1,08 zu multiplicieren hätten, womit sich ergibt

$$\alpha = 0{,}0605$$

$$\text{somit ist } r_o' = \alpha\,\frac{G_r}{10\,000} = 0{,}0605\,.\,1{,}911 = 0{,}116$$

$$\text{zu } D = 0{,}95 \text{ aus Tab. IX directe } r_o'' = 0{,}027$$

$$\text{zu } p = 6 \text{ und } \frac{l_1}{l} = 0{,}10 \text{ aus Tab. X}\ .\ .\ r_c' = 0{,}037$$

$$\text{zu } D = 0{,}95 \text{ aus Tab. X'}\ .\ .\ .\ r_c'' = 0{,}021$$

$$\text{somit } r_u = r_o' + r_o'' + r_c' + r_c'' = 0{,}201$$

welcher Werth von dem obigen 0,205 so unbedeutend verschieden ist, dass wir diesfalls die obige Berechnung (ohne Berücksichtigung des Schwungradgewichtes) aufrecht erhalten können, was indess meistens zulässig sein wird, es wäre denn, dass das Schwungrad etwa ganz absonderliche Verhältnisse darbieten sollte.

Wir berechnen mit obigem $O = 0{,}692$ qm noch die indicierte Leistung bei der normalen Beanspruchung:

$$N_i = \frac{400}{3} p_i \; Oc = \frac{400}{3} \; 1{,}670 \,.\, 0{,}682 \,.\, 2 = 303{,}7 \text{ Pfdk.}$$

Demnach wäre der (indicierte) Wirkungsgrad

$$\eta = \frac{250}{303{,}7} = 0{,}823$$

(mit dem „vorläufigen“ Tabellenwerth $0{,}824$ diesfalls nahezu identisch).

Für den Leergang ergibt sich wegen $r_o = 0{,}205$:

$$N_o = \frac{400}{3} r_o \; Oc = 37{,}3 \text{ Pfdk.}$$

somit wäre (mit dem Indicator nachweisbar):

$$N_i - N_o = 266{,}4 \text{ Pfdk.}$$

Hiermit erscheint die (exacte) Eincylinder-Condensator-Maschine mit Dampfhemd und Compression mit den folgenden Daten ausgemittelt:

$$\begin{aligned}
N_n &= 250 \text{ Pfdk.} \\
p_o &= 7 \text{ Atm.} \\
p &= 6 \quad \text{,,} \\
\frac{l_1}{l} &= 0{,}10 \\
c &= 2 \text{ Met.} \\
O &= 0{,}682 \text{ Qu.-Met.} \\
D &= 0{,}9455 \text{ Met. (rund } 0{,}95 \text{ Met.)} \\
l &= 1{,}6 \text{ Met.}; \; n = 37{,}5 \\
N_i &= 303{,}7 \text{ Pfdk.} \\
\eta &= 0{,}823 \\
N_o &= 37{,}3 \text{ Pfdk.} \\
N_i - N_o &= 266{,}4 \text{ Pfdk.}
\end{aligned}$$

Es ergibt sich schliesslich für anderweitige Füllungen (mit $\triangle = 0{,}298$, $Oc = 1{,}364$, $r_o = 0{,}205$, $N_o = 37{,}3$ und $\frac{1}{1+\mu} = 0{,}939$) und zwar:

für $\frac{l_1}{l}$	=	0,20	0,15	0,125	**0,10**	0,07
nach Abschlag von $\triangle$, p_i	=	2,722	2,238	1,966	**1,670**	1,274
$N_i = \frac{400}{3} p_i \, Oc$	=	495	407	358	**303,7**	232
$N_i - N_o$	=	458	370	320	**266,4**	194
$N_n = \frac{1}{1+\mu}(N_i - N_o)$	=	430	347	301	**250**	182
$\eta = \frac{N_n}{N_i}$	=	0,868	0,853	0,841	0,823	0,78

(Die Bestimmung des Dampfconsums hierzu folgt in § 76, 2 Beisp. 2.)

3. Ausmittlung der Zweicylinder-Condens.-Maschine mit Dampfhemd jedenfalls am Hochdruck-Cylinder und äusserlich geheiztem Receiver.

Gegeben:

$$N_n = 250 \text{ Pfdk.}$$
$$p = 6 \text{ Atm.}$$
$$\frac{l_1}{l} = 0{,}08$$
$$c = 2 \text{ m}; \; nl = 30\,c = 60 \text{ m}$$
$$\frac{N_n}{c} = 125 \text{ Pfdk.}$$

Zu $\frac{N_n}{c} = 125$ gibt Tab. II vorläufig $\eta = 0{,}800$, ferner gibt Tab. III D. c. zu $p = 6$ und $\frac{l_1}{l} = 0{,}08$ gehörig, und zwar für Compression in beiden Cylindern bis nahe zur Gegendampfspannung bei 3% schädlichem Raume, die indicierte Spannung

$$p_i = 1{,}446 - 0{,}120 = 1{,}326\text{*)}$$

Es ist somit vorläufig $\eta\, p_i = 1{,}061$

$$O = \frac{3}{400} \frac{N_n}{c} \frac{1}{\eta\, p_i} = \frac{3}{400} \frac{125}{1{,}061} = 0{,}884$$

Mit Zuschlag von 3% auf die beiderseits durchgehende Kolbenstange

$$D^2 \frac{\pi}{4} = 1{,}03 \;\; O = 0{,}910.$$

Hierzu gibt Tab. VII den vorläufigen Kolbendurchmesser des Expansionscylinders

$$D = 1{,}077$$

Wir nehmen, wie bei den vorhin behandelten äquivalenten Eincylinder-Maschinen den Hub $l = 1{,}6$ m an, so dass die Umgangszahl pro Minute

$$n = \frac{30\,c}{l} = 37{,}5$$

Behufs der definitiven Ausmittlung (Correction) von O und D nach § 69 gibt Tab. IV B, S. **37**, zu $D = 1{,}077$ und $p = 7$ (als Maximalspannung):

$$r_o = 0{,}200\text{**)}; \; \mu = 0{,}063 \text{ und } \frac{1}{1+\mu} = 0{,}941$$

hierbei nach dem Vorangehenden $p_i = 1{,}326$ d. h.

$$p_i - r_o = 1{,}126 \text{ und } p_n = \frac{1}{1+\mu}(p_i - r_o) = 1{,}060$$

somit ist (corrigiert):

$$O = \frac{75}{10\,000} \frac{N_n}{c} \frac{1}{p_n} = \frac{3}{400} \frac{125}{1{,}060} = \mathbf{0{,}8845} \text{ Qu.-Met.}$$

Mit Zuschlag von 3% ist $D^2 \frac{\pi}{4} = 1{,}03 \; O = 0{,}911$ Qu.-Met.

Hierzu nach Tab. VII der corrigierte Kolbendurchmesser des Expansions-Cylinders

$$D = \mathbf{1{,}077} \text{ Met.}$$

---

*) Es ist nämlich bei 4% schädlichem Raum nach Angabe der Tabelle $\triangle = 0{,}160$, daher kann bei 3% beiläufig $\triangle = \frac{3}{4} \cdot 0{,}160 = 0{,}120$ angenommen werden.

**) Nach Tab. IV B. wäre für eine Zweicylinder-Maschine eigentlich (reichlich bemessen) $r_o = 0{,}200 + 0{,}014 = 0{,}214$; für eine halbwegs vollkommene Maschine genügt es jedoch, $r_o = 0{,}200$ zu nehmen. (S. Note unter d. Tab.)

welcher von dem vorläufigen diesmal gar nicht abweicht und welchen man für die etwaige wirkliche Ausführung auf **1,08** m abrunden würde.

Wir berechnen noch die indicierte Leistung bei der normalen Füllung

$$N_i = \frac{400}{3} p_i \; Oc = \frac{400}{3} 1{,}326 \,.\, 0{,}8845 \,.\, 2 = 312{,}7 \text{ Pfdk.}$$

Somit ist der (indicierte) Wirkungsgrad

$$\eta = \frac{N_n}{N_i} = \frac{250}{312{,}7} = 0{,}80$$

(mit dem vorläufigen Tabellenwerthe übereinstimmend).

Für den Leergang hat man wegen $r_o = 0{,}200$:

$$N_o = \frac{400}{3} r_o \; Oc = 47{,}2 \text{ Pfdk.}$$

somit wäre (mit dem Indicator nachweisbar):

$$N_i - N_o = 265{,}5 \text{ Pfdk.}$$

Hiernach ist die Zweicylinder-Condens.-Maschine mit Dampfhemd mindestens am Hochdruck-Cylinder und äusserlich geheiztem Receiver mit den folgenden Daten ausgemittelt:

$N_n = 250$ Pfdk.
$p_o = 7$ Atm.
$p = 6$ „
$\frac{l_1}{l} = 0{,}08$
$c = 2$ Met.
$O = 0{,}8845$ Qu.-Met.
$D = 1{,}077$ Met. (rund $1{,}08$ Met.)
$l = 1{,}6$ Met.; $n = 37{,}5$
$V = Ol = 1{,}415$ Cb.-Met.
$N_i = 312{,}7$
$\eta = 0{,}80$
$N_o = 47{,}2$ Pfdk.
$N_i - N_o = 265{,}5$ „

Ausserdem ergibt sich bei anderweitigen (reducierten) Füllungen, vorausgesetzt, dass bei jeder derselben der Spannungsabfall vermieden wird:

bei $\frac{l_1}{l} =$	0,125	0,10	**0,08**	0,07	0,06	
mit $\triangle = 0{,}120$) . . . . $p_i =$	1,844	1,568	**1,326**	1,196	1,059	Atm.
$N_i =$	435	370	**313**	282	250	Pfdk.
(mit $N_o = 47{,}2$) . . . . $N_i - N_o =$	388	323	**266**	235	202	„
(mit $\frac{1}{1+\mu} = 0{,}941$) . . . . $N_n =$	365	303	**250**	221	190	„
$\eta = \frac{N_n}{N_i} =$	0,84	0,82	**0,80**	0,78	0,76	

Nach Káš (S. 142, 143) ergibt sich für eine exacte Zweicylinder-Maschine im Mittel zwischen partieller und durchgreifender Heizung:

$p_i =$	1,929	1,645	**1,390**	1,251	1,102	Atm.
also grösser um	4,6	5,0	**4,8**	4,6	4,1	Procent

als oben angegeben (da Káš ganz ohne Drosslung rechnet etc.).

Diese Ausmittlungs-Resultate können sowohl für eine Receiver-Woolf-Maschine (mit Kurbeln unter 0° oder 180°), als auch für eine Compound-Maschine (mit Kurbeln unter 90°), insoweit sie ohne Spannungsabfall arbeitet, als giltig angenommen werden. (Die Bestimmung des Dampfconsums hierzu folgt in § 76, 2. Beisp. 3.)

Die weitere Ausmittlung würde sich gestalten wie folgt:

a) für die Receiver-Woolf-Maschine:

Volumen des Expansions-Cylinders $V = 1{,}415$ cbm. Gemäss Hilfstabelle I β, S. 22, ist für nahe gleiche Arbeitsvertheilung auf beide Cylinder bei der normalen Beanspruchung (d. h. bei $\frac{l_1}{l} = 0{,}08$), wenn das Receiver-Volumen $= V$ gemacht würde, das Volumenverhältniss

$$\frac{v}{V} = 0{,}35$$

(dies gibt als normale Füllung des Hochdruck-Cylinders $\frac{l_1'}{l'} = 0{,}28$); das Volumen des Hochdruck-Cylinders wäre sonach

$$v = 0{,}35\, V = 0{,}4953 \text{ Cub.-Met.};$$

bei gleichem Hube $l = l' = 1{,}6$ m der beiden Kolben ist die wirksame Kolbenfläche des Hochdruck-Cylinders

$$O' = \frac{v}{l} = 0{,}3096 \text{ Qu.-Met.}$$

(diesfalls auch $= O\,\frac{v}{V}$).

Mit 3% Zuschlag auf die Kolbenstange

$$D'^2\,\frac{\pi}{4} = 1{,}03\, O' = 0{,}3189 \text{ Qu.-Met.}$$

Hierzu nach Tab. VII der Kolbendurcmesser des Hochdruck-Cylinders

$$D' = 0{,}637, \text{ rund } 0{,}64 \text{ Met.}$$

Die Füllung X des Expansions-Cylinders richtet sich nach der Grösse des Receiver-Volumens im Vergleiche mit dem Volumen V des Expansions-Cylinders, und kann mittelst Hilfstab. Ad I β, S. 22, vorläufig bestimmt werden.

Für das angenommene Receiver-Volumen $= V$ wäre vorläufig (zwischen $0{,}46$ und $0{,}33$ interpoliert) $X = 0{,}40$; würde hingegen das Receiver-Volumen $= 0{,}6\, V$ gemacht werden (etwa einer sogen. Tandem-Maschine entsprechend), so wäre vorläufig (zwischen $0{,}50$ und $0{,}42$ interpoliert) $X = 0{,}45$ zu machen, an der eventuell in Gang gesetzten Maschine jedoch nach Massgabe der abgenommenen Indicator-Diagramme für einen entsprechend kleinen Spannungsabfall definitiv zu adjustieren.

b) für die Compound-Maschine:

Volumen des Expansions-Cylinders $V = 1{,}415$ cbm. Gemäss Hilfstabelle I β ist (mit gleichzeitiger Berücksichtigung einer gleichförmigen Arbeitsvertheilung einerseits auf die beiden Cylinder, andererseits auf die einzelnen Quadranten des Kurbelkreises) bei der normalen Beanspruchung (d. h. bei $\frac{l_1}{l} = 0{,}08$) das Volumenverhältniss (für $R = V$, abgerundet)

$$\frac{v}{V} = 0{,}40$$

und die Füllung des Hochdruck-Cylinders $\frac{l_1'}{l'} = 0{,}20$; das Volumen des letzteren wäre sonach

$$v = 0{,}40\ V = 0{,}566 \text{ Cub.-Met.}$$

Bei gleichem Hube $l = l' = 1{,}6$ m der beiden Kolben ist die wirksame Kolbenfläche des Hochdruck-Cylinders

$$O' = \frac{v}{l} = 0{,}3538 \text{ Qu.-Met.}$$

Mit 3% Zuschlag auf die Kolbenstange

$$D'^2 \frac{\pi}{4} = 1{,}03\ O' = 0{,}3644 \text{ Qu.-Met.}$$

hierzu nach Tab. VII der Kolbendurchmesser des Hochdruck-Cylinders

$$D' = 0{,}68 \text{ Met.}$$

Die Füllung des Expansions-Cylinders wäre diesfalls gemäss Hilfstabelle Ad I β vorläufig $= \frac{v}{V} = 0{,}40$ zu machen, und an der eventuell in Gang gesetzten Maschine nach Massgabe der abgenommenen Indicator-Diagramme zu adjustieren.

Nach geschehener Ausmittlung der Zweicylinder-Maschine wären von Fall zu Fall theoretische Diagramme nach Art der Fig. 15 (ad a) oder Fig. 16 (ad b), S. 91, anzufertigen, und zwar sowohl für die normale, als auch für die etwaige Maximal- (eventuell auch Minimal-) Beanspruchung, um in die Wirkungsweise der ausgemittelten Maschine eine klare Einsicht und auch für die Ausmittlung des Schwungrades die erforderlichen Anhaltspunkte zu gewinnen.

4. Ausmittlung einer Dreicylinder-Condens.-Maschine mit Dampfhemd am Hochdruck- (und etwa auch am Mitteldruck-) Cylinder bei äusserlich geheizten Receivern für

$$N_n = 250 \text{ Pfdk.}$$
$$p = 10 \text{ Atm.}$$
$$\frac{l_1}{l} = 0{,}05 \text{ (gemäss Tab. S. 71)}$$
$$c = 2{,}5 \text{ m (mässig. nach Tab. S. 75)}$$
$$\frac{N_n}{c} = 100 \text{ Pfdk.}$$

Zu $\frac{N_n}{c} = 100$ gibt Tab. S. 77 vorläufig $\eta = 0{,}776$.

Ferner gibt Tab. S. 79 zu $p = 10$ und $\frac{l_1}{l} = 0{,}05$ für gehörige Compression (bei weniger als 4% schädl. Raum)

$$p_i = 1{,}695 - 0{,}077 = 1{,}618$$

Somit ist vorläufig $\eta p_i = 1{,}256$

$$\text{und } O = \frac{3}{400} \frac{N_n}{c} \frac{1}{\eta p_i} = \frac{3}{400} \frac{100}{1{,}256} = 0{,}597 \text{ Qu.-Met.}$$

Mit Zuschlag von 3% für die Kolbenstange

$$\frac{D^2 \pi}{4} = 1{,}03\ O = 0{,}615 \text{ Qu.-Met.}$$

Hierzu gibt Tab. VII, S. 51 den vorläufigen Durchmesser des Niederdruck-Cylinders

$$D = 0{,}885 \text{ Met.}$$

Wir nehmen (damit der Hochdruck-Cylinder nicht zu schlank ausfalle) den Hub

$$l = 1 \text{ Met.}$$

so dass die Umgangszahl pro Minute

$$n = \frac{30\, c}{l} = 75$$

Behufs der definitiven Ausmittlung (Correction) von O und D gibt Tab. S. 81 zu $D = 0{,}885$ und $p = 11$ (als etwaiger Maximalspannung):

$$r_o = 0{,}278;\ \mu = 0{,}068 \text{ und } \frac{1}{1 + \mu} = 0{,}936;$$

hierbei nach Obigem

$$p_i = 1{,}618, \text{ d. h.}$$

$$p_i - r_o = 1{,}340 \text{ und } p_n = \frac{1}{1 + \mu}(p_i - r_o) = 1{,}254$$

somit ist (corrigiert)

$$O = \frac{3}{400} \frac{N_n}{c} \frac{1}{p_n} = \frac{3}{400} \frac{100}{1{,}254} = 0{,}598 \text{ Qu.-Met.}$$

Mit Zuschlag von 3%

$$\frac{D^2 \pi}{4} = 1{,}03\ O = 0{,}616 \text{ Qu.-Met.}$$

Hierzu nach Tab. VII, S. 51, der corrigierte Kolbendurchmesser des Niederdruck-Cylinders

$$D = \mathbf{0{,}886} \text{ Met.}$$

(gegen den vorläufigen Werth 0,885; für die wirkliche Ausführung würde wohl rund $D = 0{,}88$ m genügen, oder aber auf 0,900 erhöht werden).

Wir berechnen noch die indicierte Leistung

$$N_i = \frac{400}{3} Oc\ p_i = \frac{400}{3} 0{,}598 \,.\, 2{,}5 \,.\, 1{,}618 = 322{,}4 \text{ Pfdk.}$$

Somit ist der (indicierte) Wirkungsgrad

$$\eta = \frac{N_n}{N_i} = \frac{250}{322{,}4} = 0{,}775$$

(gegen den vorläufigen Werth 0,776).

Für den Leergang hat man mit $r_o = 0{,}278$:

$$N_o = \frac{400}{3} r_o\, Oc = 55{,}2 \text{ Pfdk.}$$

somit wäre (mit dem Indicator nachweisbar):

$$N_i - N_o = 267{,}2 \text{ Pfdk.}$$

Sonach ist die Dreicylinder-Condens.-Maschine mit den folgenden Daten ausgemittelt:

$$N_n = 250 \text{ Pfdk.}$$
$$p = 10 \text{ Atm.}$$
$$\frac{l_1}{l} = 0{,}05$$
$$c = 2{,}5 \text{ Met.}$$
$$O = 0{,}598 \text{ Qu.-Met.}$$
$$D = 0{,}986 \text{ Met. (rund } 0{,}98 \text{ oder } 0{,}90 \text{ Met.)}$$
$$l = 1 \text{ Met.}; \; n = 75$$
$$V = O\,l = 0{,}598 \text{ Cub.-Met.}$$
$$N_i = 322{,}4 \text{ Pfdk.}; \; \eta = 0{,}775$$
$$N_o = 55{,}2 \text{ Pfdk.}$$
$$N_i - N_o = 267{,}2 \text{ Pfdk.}$$

Diese Ausmittlungsresultate gelten für die Dreicylinder-Maschine sowohl als Dreikurbel-Maschine (mit 120° Kurbelwinkel), wie auch als Zweikurbel-Maschine (mit 90° Kurbelwinkel). (Die Bestimmung des Dampfconsums hierzu folgt im § 76, 2. Beisp. 4.)

Die weitere Ausmittlung würde sich gestalten, wie folgt:

a) für die Dreicylinder- als Dreikurbel-Maschine.

Bei der Wahl der Cylinder-Volumenverhältnisse wollen wir die gleichförmige Arbeitsvertheilung auf die Sextanten einerseits und auf die drei Cylinder andererseits zugleich berücksichtigen. Indem wir das Volumen R_1 des ersten Receivers (zwischen Hoch- und Mitteldruck) gleich dem Volumen v_1 des Hochdruck-Cylinders und das Volumen R_2 des zweiten Receivers gleich dem Volumen v_2 des Mitteldruck-Cylinders, also

$$R_1 = v_1 \text{ und } R_2 = v_2$$

annehmen, entnehmen wir der Hilfstab. I. β. B (S. 78) für die „widersinnische Kurbelfolge" (Mitteldruck-Kurbel eilt der Hochdruck-Kurbel vor) bei $p = 10$ und $\frac{l_1}{l} = 0{,}050$ (mittelgrosse normale Expansion, bis 0,5 Atm.) die Cylinder-Volumenverhältnisse:

$$\frac{v_1}{V} = 0{,}152; \; \frac{v_2}{V} = 0{,}51; \; (\text{also } \frac{v_1}{v_2} = 0{,}30).$$

Mit obigem

$$V = 0{,}598 \text{ Cub.-Met.}$$

ergibt sich das Volumen des Hochdruck-Cylinders

$$v_1 = 0{,}152\, V = 0{,}0909 \text{ Cub.-Met.}$$

und das Volumen des Mitteldruck-Cylinders

$$v_2 = 0{,}51\, V = 0{,}305 \text{ Cub.-Met.}$$

für den gleichen Hub $l = 1$ m aller drei Kolben sind auch die wirksamen Kolbenflächen

$$O' = 0{,}0909 \text{ Qu.-Met. und } O'' = 0{,}305 \text{ Qu.-Met.}$$

Mit je 3% Zuschlag ergeben sich die totalen Kolbenflächen

$$\frac{(D')^2\,\pi}{4} = 1{,}03 \,.\, 0{,}0909 = 0{,}0936 \text{ Qu.-Met.}$$

und

$$\frac{(D'')^2\,\pi}{4} = 1{,}03 \,.\, 0{,}305 = 0{,}314 \text{ Qu.-Met.}$$

Hierzu (mittelst Tab. VII, S. 50 und 51) die Kolbendurchmesser des Hochdruck-Cylinders $D' = 0{,}845$ m (rund $0{,}85$ m) und des Mitteldruck-Cylinders $D'' = 0{,}683$ m (rund $0{,}63$ m)

Die Füllung X_1 des Mitteldruck-Cylinders wäre gemäss S. 78 (Ad B. 1) (wegen $\frac{v_1}{v_2} = 0{,}80$) vorläufig

$$X_1 = 0{,}85$$

die Füllung X_2 des Niederdruck-Cylinders (wegen $\frac{v_2}{V} = 0{,}51$):

$$X_2 = 0{,}54$$

(beide Füllungen wären an der in Gang gesetzten Maschine definitiv zu adjustieren).

Die Füllung des Hochdruck-Cylinders wäre aber (normal):

$$\frac{l_1'}{l'} = \frac{l_1}{l} : \frac{v_1}{V} = 0{,}05 : 0{,}152 = 0{,}33$$

b) Für die Dreicylinder- als Zweikurbel-Maschine gestaltet sich die Ausmittlung des Hochdruck- und Mitteldruck-Cylinders mittelst Hilfstabelle I β C. (S. 74) wie folgt:

Es sei (wie natürlich) der Niederdruck-Cylinder isoliert, also „Hochdruck und Mitteldruck an einer Kurbel"*). Für die gleiche Arbeit an beiden Kurbeln und wenn diesmal

$$R_1 = \frac{1}{2}(v_1 + v_2) \text{ und } R_2 = v_2$$

angenommen wird, wenn wir ferner (um einen grösseren Hochdruck-Cylinder, bezw. eine kleinere Füllung desselben zu erzielen) $N_1' > N_2'$ wünschen, entnehmen wir der Tabelle (bei $p = 10$ und $\frac{l_1}{l} = 0{,}05$, also bei „mittlerem" Expansionsgrade) das Volumenverhältniss

$$\frac{v_2}{V} = 0{,}38$$

und (zwischen $R_1 = v_1$ und $R_1 = \infty$ interpoliert):

$$\frac{v_1}{V} \text{ zwischen } 0{,}122 \text{ und } 0{,}123, \text{ d. i. } \frac{v_1}{V} = 0{,}122$$

$$\text{somit } \frac{v_1}{v_2} = \frac{0{,}122}{0{,}38} = 0{,}321$$

hieraus folgt wegen $V = 0{,}598$ Cub.-Met.:
das Volumen des Mitteldruck-Cylinders (diesfalls massgebend)

$$v_2 = 0{,}38\, V = 0{,}227 \text{ Cub.-Met.}$$

und das Volumen des Hochdruck-Cylinders

$$v_1 = 0{,}122\, V = 0{,}073 \text{ Cub.-Met.}$$

Für den gleichen Hub $l = 1$ m aller drei Kolben sind auch die wirksamen Kolbenflächen

$$O' = 0{,}073 \text{ Qu.-Met. und } O'' = 0{,}227 \text{ Qu.-Met.}$$

Mit 3% Zuschlag ergeben sich die totalen Kolbenflächen

$$(D')^2 \frac{\pi}{4} = 1{,}03 \cdot 0{,}073 = 0{,}0751 \text{ Qu.-Met.}$$

$$\text{und } (D'')^2 \frac{\pi}{4} = 1{,}03 \cdot 0{,}227 = 0{,}2338 \text{ Qu.-Met.}$$

---

*) Das hiermit bedungene „Tandem-Compound"-System erscheint dem Verfasser eben „natürlicher", als das vereinzelt vorkommende „Doppel-Compound"-System, wobei der Mitteldruck-Cylinder isoliert ist; siehe die betreffende theoretische Partie des Buches (S. 131—133).

Hierzu (mittelst Tab. VII, S. **50** und **51**) die Kolbendurchmesser
des Hochdruck-Cylinders $D' = 0{,}81$ m
„ Mitteldruck- „ $D'' = 0{,}545$ m (rund etwa $0{,}55$ m)

Die Füllung X_1 des Mitteldruck-Cylinders wäre gemäss Tab. S. **74** (ad C. 1) wegen $\frac{v_1}{v_2} = 0{,}821$ und $R_1 = \frac{1}{2}(v_1 + v_2)$ vorläufig (interpol.) $X_1 = 0{,}44$;

die Füllung X_2 des Niederdruck-Cylinders (wegen $\frac{v_2}{V} = 0{,}98$ und $R_2 = v_2$) vorläufig $X_2 = 0{,}39$;

die Füllung des Hochdruck-Cylinders wäre aber (normal):

$$\frac{l_1'}{l'} = \frac{l_1}{l} : \frac{v_1}{V} = 0{,}05 : 0{,}122 = 0{,}41$$

(immerhin noch gross genug, — würde aber für $N_1' = N_2''$ noch grösser, nämlich $= 0{,}5$ ausfallen, was entschieden schon zu gross wäre).

§ 76.

Beispiele zu § 72 betreffend den Dampfconsum.

Erstes Beispiel. Bestimmung des Dampfconsums der in § 73 und 74 der Leistung nach berechneten Auspuff-Maschine (mit Dampfhemd von $D = 0{,}40$ m; $l = 0{,}80$ m $(= 2\,D)$; $p = 6$; $\frac{l_1}{l} = 0{,}3$; $c = 1{,}6$ m;

und zwar:

1. mit Gooch- oder Stephenson'scher Coulisse ($N_i = 54{,}0$ und $\eta = 0{,}837$).
2. mit separater Einlass-Coulisse ($N_i = 68{,}3$ und $\eta = 0{,}852$).
3. mit Meyer'scher oder dgl. Expansions-Steuerung ($N_i = 72{,}7$ u. $\eta = 0{,}856$).

	ad 1	ad 2	ad 3
$N_i =$	54,0	68,3	72,7
$\eta =$	0,837	0,852	0,856
Gemäss den Dampf-Consum-Tab. u. zwar	Tab. V A.a. S. **38**	Tab. V A.b. S. **39**	Tab V B.b. S. **41**
zu $p = 6$ und $\frac{l_1}{l} = 0{,}3$ . . . $C_i' =$	10,63	10,17	9,62
„ $p = 6$ „ $\frac{l_1}{l} = 0{,}3$ . . . $\sqrt{c}\,C_i'' =$	(6,64)	(5,60)	(4,28)
wegen $c = 1{,}60$ folgt durch Multipl. mit $\frac{1}{\sqrt{c}} = 0{,}791$ (nach Tab. VI, S. **49**) . . . . $C_i'' =$	5,25	4,43	3,39
nach Tab. V', S. **47**, zu obigen N_i und zu $c = 1{,}6$ m gehörig . . $C_i''' =$	1,30	1,16	1,12
hiermit wäre . . . . $C_i = C_i' + C_i'' + C_i''' =$	**17,2**	**15,8**	**14,1** Kgr.
$C_n = \frac{1}{\eta} C_i =$	20,5	18,5	16,5 „
Bei ganz exacter Ausführung und Instandhaltung wäre an C_i' eventuell	0,5	0,5	0,7 „
und an C_i''' möglicherweise	0,6	0,5	0,5 „
zu ersparen. (Bei hoch überhitztem Admissionsdampfe könnte ausserdem C_i'' um 33 bis 50 % kleiner ausfallen.)			

Der Verlust in der Dampfleitung und das aus dem Kessel etwa mitgerissene Wasser ist hierin nicht einbegriffen. Ferner ist bei den Maschinen (auch bei jenen mit Coulisse) continuierlicher Betrieb bei ungeänderter Füllung vorausgesetzt.

Zweites Beispiel. Bestimmung des Dampfconsums der in § 75 ausgemittelten Condensator-Maschinen von $N_n = 250$ Pfdk. Netto ($p = 6$ Atm. $c = 2$ m; $l = 1{,}6$ m).

1. Für die (gewöhnliche) Eincylinder-Condens.-Maschine ohne Hemd wurde (bei $p = 6$ und $\frac{l_1}{l} = 0{,}125$) ausgemittelt:

$$D = 0{,}880;\ \text{somit}\ l : D = 1{,}98\ (\text{nahe} = 2);\ N_i = 297;\ \eta = 0{,}842$$

Gemäss Tab. V C. a, S. **42**, hat man:

zu $p = 6$ und $\frac{l_1}{l} = 0{,}125$ gehörig . . . . $C_i' = 6{,}64$

und $\sqrt{c}\ C_i'' = 6{,}00$. Wegen $c = 2$ m folgt durch Multiplication

mit $\frac{1}{\sqrt{c}} = 0{,}707$ (nach Tab. VI, S 49) (da $l : D$ nahe $= 2$) $C_i'' = 4{,}24$

ferner ist gemäss Tab. V', S. 47, zu $N_i = 297$ Pfdk. und $c = 2$ m

gehörig . . . . $C_i''' = 0{,}62$

$$C_i = C_i' + C_i'' + C_i''' = 11{,}5\ \text{Kgr.}$$

$$C_n = \frac{1}{\eta}\ C_i = \frac{11{,}5}{0{,}842} = 13{,}7\ \text{„}$$

(ohne Leitungsverlust und mitgerissenes Wasser).

2. Für die (exacte) Eincylinder-Condens.-Maschine mit Dampfhemd und Compression wurde (bei $p = 6$ und $\frac{l_1}{l} = 0{,}10$) ausgemittelt:

$$D = 0{,}95,\ \text{somit}\ l : D = 1{,}68;\ N_i = 304;\ \eta = 0{,}828$$

Gemäss Tab. V, C. b. hat man zu $p = 6$ und $\frac{l_1}{l} = 0{,}10$ gehörig:

$$C_i' = 5{,}94 - 0{,}66 = 5{,}28\ \text{Kgr.}$$

und $\sqrt{c}\ C_i'' = 4{,}66$. Wegen $c = 2$ m folgt durch Multiplication

mit $\frac{1}{\sqrt{c}} = 0{,}707$ (nach Tab. VI, S. 49), und wegen $l : D = 1{,}6\overline{3}$

durch weitere Multiplication mit dem Corr.-Coëffic. 0,94

$$C_i'' = 4{,}66 \times 0{,}707 \times 0{,}94 = 3{,}10\ \text{„}$$

ferner ist gemäss Tab. V' zu $N_i = 304$ Pfdk. und $c = 2$ m gehörig $C_i''' = 0{,}61$ „

$$C_i = C_i' + C_i'' + C_i''' = 9{,}0\ \text{Kgr}$$

$$C_n = \frac{1}{\eta}\ C_i = 10{,}7\ \text{„}$$

(ohne Leitungsverlust und mitgerissenes Wasser).

3. Für die Zweicylinder-Condens.-Maschine (Receiver-Woolf-Maschine oder Compound-Maschine) mit Dampfhemd jedenfalls am Hochdruck-Cylinder und äusserlich geheiztem Receiver wurde (bei $p = 6$ und $\frac{l_1}{l} = 0{,}08$) ausgemittelt:

$D = 1{,}08$ m; $D' = 0{,}66$ m (im Mittel zw. 0,64 und 0,68 m); $l = l' = 1{,}6$ m; $l' : D' = 2{,}4$; $\frac{l_1'}{l'} = 0{,}215$ (im Mittel zw. 0,23 und 0,20); $N_i = 313$ Pfdk.; $\eta = 0{,}80$.

Gemäss Tab. V D'. c., S. **46**, hat man zu $p = 6$ und $\frac{l_1}{l} = 0{,}08$ gehörig:

$C_i' = 4{,}98$ Kgr.

und $\sqrt{c}\ C_i'' = 3{,}91$. Wegen $c = 2$ m folgt durch Multiplication mit $\frac{1}{\sqrt{c}} = 0{,}707$ (nach Tab. VI) und wegen $l' : D' = 2{,}4$ neben $\frac{l_1'}{l'} = 0{,}215$ (als Mittelwerth) durch weitere Multiplication mit dem Correct.-Coëff. 1,08 $C_i'' = 3{,}91 \times 0{,}707 \times 1{,}08 = 2{,}98$ „

ferner ist gemäss Tab. V' zu $N_i = 313$ und $c = 2$ m gehörig (indem die tabellarische Angabe 0,60 mit 0,8 für Zweicylinder-Maschinen multipliciert wird) . . . . $C_i''' = 0{,}48$ „

$C_i = C_i' + C_i'' + C_i''' = 8{,}4$ Kgr.

Es folgt noch . . . . $C_n = \frac{1}{\eta}\ C_i = 10{,}5$ Kgr.

(ohne Leitungsverlust und mitgerissenes Wasser).

Eine exacte Maschine mit durchgreifender Heizung würde (nach Tab. V. D. b., S. **45**) an nutzbarem Dampf (C_i') nur 4,75 (anstatt 4,98 Kgr.), also um 0,23 Kgr. weniger, ferner durch geringere Dampflässigkeit um 0,24 Kgr. weniger, somit im Ganzen höchstens 7,9 Kgr. Dampf pro indicierte Pfdk. und Stunde verbrauchen.

4. Für die Dreicylinder-Condens.-Maschine mit Dampfhemd am Hochdruck- (etwa auch am Mitteldruck-) Cylinder und mit äusserlich geheizten Receivern, und zwar als Dreikurbel-Maschine von $N_n = 250$ Pfdk. bei $p = 10$ Atm. $\frac{l_1}{l} = 0{,}05$ und $c = 2{,}5$ m wurde vorher ausgemittelt:

$D = 0{,}55$ m; $D' = 0{,}35$ m; $l = l' = 1$ m; somit $l' : D' = 2{,}86$; $\frac{l_1'}{l'} = 0{,}$[illegible]; $N_i = 322$ Pfdk.; $\eta = 0{,}775$.

Gemäss Tab. V B., S. **88** hat man zu $p = 10$ und $\frac{l_1}{l} = 0{,}05$ gehörig:

$C_i' = 4{,}03$ Kgr.

und $\sqrt{c}\ C_i'' = 2{,}54$; wegen $c = 2{,}5$ folgt durch Multiplication mit $\frac{1}{\sqrt{c}} = 0{,}632$ (nach Tab. VI, S. **49**) und wegen $l' : D' = 2{,}86$ neben $\frac{l_1'}{l'} = 0{,}33$ durch weitere Multiplication mit dem Corrections-Coëff. 1,13 . . . . $C_i'' = 2{,}54 \times 0{,}632 \times 1{,}13 = 1{,}81$ „

ferner ist gemäss Tab. V', S. **47** zu $N_i = 322$ und $c = 2{,}5$ gehörig (indem die tabellarische Angabe 0,51 mit 0,7 für Dreicylinder-Maschinen multipliciert wird) . . . . . $C_i''' = 0{,}36$ „

$C_i = C_i' + C_i'' + C_i''' = 6{,}2$ Kgr.

Es ist schliesslich . . . . $C_n = \frac{1}{\eta}\ C_i = 8{,}0$ Kgr.

(ohne Leitungsverlust und mitgerissenes Wasser).

Die Berechnungsresultate für die vier Condens.-Maschinen bezüglich des Dampfverbrauches lauten:

Eincylinder-Condens.-Maschine	ohne Dampfhemd (gewöhnl.)	$C_i = 11{,}5$	Kgr.
„ „ „	mit „ (exact)	$C_i = 9{,}0$	„
Zweicylinder- „ „	mit äusserl. Receiver-Heizung	$C_i = 8{,}4$	„
Dreicylinder- „ „	„ „ „ „	$C_i = 6{,}2$	„

Die Zweicylinder-Maschine stellt sich diesfalls bei dem Vergleiche etwas weniger günstig. als sonst; dies rührt daher, dass dieselbe für eine etwas zu kleine Spannung, nämlich für $p = 6$ Atm. (wie die Eincylinder-Maschine) ausgemittelt wurde. Hätten wir dieselbe für $p = 7$ oder 8 Atm. gerechnet, so hätte sich C_i nicht viel über 7 Kgr. ergeben. Einen besseren Anhaltspunkt für derartige Vergleiche bieten die beiden tabellarischen Zusammenstellungen am Ende dieses V. Abschnittes.

Die angeführten Berechnungsresultate für den Dampfverbrauch der vier verschiedenen Condens.-Maschinen gelten für gesättigten oder mässig feuchten Admissionsdampf. Bei einer correcten Ueberhitzung des Admissionsdampfes auf mindestens 250° C. könnte der Abkühlungsverlust C_i'' etwa um 50% kleiner angenommen werden, und ergäbe sich in den vier Fällen mit den Beträgen 2,1 (anst. 4,24), 1,55 (anst. 3,10), 1,5 (anst. 2,98) und 0,9 (anst. 1,81) Kgr., wonach der Gesammt-Dampfverbrauch C_i der obigen vier Maschinen nacheinander betragen würde: 9,4 (anstatt 11,5), 7,5 (anst. 9,0), 6,9 (anst. 8,4) und 5,3 (anst. 6,2) Kgr. pro indic. Pfdk. und Stunde. Diesfalls (mit Ueberhitzung) wäre auch der Dampfleitungsverlust kleiner, wie betreffendenorts angegeben wurde. An Brennstoff würde hiernach durch die correcte Ueberhitzung beziehw. 18 bis 15 Procent (letzteres bei der Dreicylindermaschine) erspart werden, und vermöge des kleineren Leitungsverlustes noch etwas mehr. Hingegen erfordert der überhitzte Dampf an Cylinderschmiere namhaft mehr als der gesättigte.

Ein wesentlicher Vortheil des hoch überhitzten Admissionsdampfes würde noch darin bestehen, dass hierdurch das Dampfhemd selbst am Admissions-Cylinder (und somit wohl überhaupt) entbehrlich gemacht werden könnte, was allerdings eine grosse Wohlthat wäre!

4. KAPITEL.

Zur Berechnung der Förderungs- und Locomotiv-Maschinen (nach § 71).

§ 77.

Ausmittlung einer Förderungs-Maschine.

Es sei für die Förderung aus einem mässig tiefen Schachte und zwar von nur einem Förderungshorizonte:

der Halbmesser der cylindrischen Seiltrommel . . . $R = 2$ m
die Nutzlast (Ladung) . . . . $Q = 1000$ Kgr.
die „todte" Last (Gewicht von Wagen und Gestell) . $Q_o = 1200$ „
das Seilgewicht . . . . $S = 500$ „

Man wünscht mit einer mittleren Geschwindigkeit $u = 7$ Meter (pro Secunde) zu fördern, so dass die Umgangszahl der Trommelwelle, zugleich Welle der auszumittelnden Zwillingsmaschine mit Gooch'scher (oder einer anderen) Coulisse

$$n = \frac{60\,u}{2\,R\,\pi} = 33{,}4$$

Die Dampfkessel sollen auf 7 Atm. Ueberdruck probiert werden, d. h. $p_o = 8$ Atm.; hierzu passt nach § 64, Tabellchen Zeile ad b) $p = 5{,}9$, wofür wir abgerundet

$$p = 6 \text{ Atm.}$$

annehmen.

Wenn wir die passiven Widerstände des Förderungsapparates (vom Gestell bis zum Trommelumfang, reichlich) auf 5% der summarischen Seilbelastung an den Seilscheiben veranschlagen,*) so ergeben sich als eminente Werthe der zu bewältigenden statischen Momente:

1. beim Anhube:

$$M_1 = \left\{ Q + S + 0{,}05\ (Q + 2\ Q_o + S) \right\} R = 3390$$

*) In den Fällen einer grossen Förderungs-Geschwindigkeit berücksichtigt der Verfasser bei derlei Ausmittlungen auch den Luftwiderstand, welcher in dem halbgeschlossenen Schachtraume nicht unbedeutend ist und vorläufig für jedes der beiden Fördergestelle $= 0{,}3\, f u^2$ (Kgr.) gesetzt wird, wobei f die Grundrissfläche des Gestelles (in Qu.-Met.) und u die Förderungs-Geschwindigkeit (in Met.) bezeichnet. Hiervon Näheres im Berg- und Hüttenmänn. Jahrbuche der österr. Bergakademien, 1886, S. 141 etc.

2. im Mittel des Aufzuges (als normale Beanspruchung anzunehmen):

$$M_2 = \left\{ Q + 0{,}05\ (Q + 2\ Q_o + S) \right\} R = 2390$$

3. am Ende des Aufzuges (wenn das leere Gestell in der Tiefe aufsitzt und das beladene über die Hängebank gehoben wird, d. h. wenn keine exacte Vorrichtung zur Vermeidung des „Hängseiles“ vorhanden ist):

$$M_3 = \left\{ Q + Q_o - S + 0{,}05\ (Q + Q_o + S) \right\} R = 3670$$

Mit Berücksichtigung der Bedeutung von M und $M_{\text{max.}}$ in § 71 (stat. Momente eines Dampfcylinders) sollen bei einer Zwillings-Förderungs-Maschine die folgenden drei Bedingungen erfüllt werden:

1′) $M_{\text{max.}} = 5000\ Olp_n \geqq M_1$ bei ganzer Füllung (0,8),
2′) $M \quad = 3183\ Olp_n \geqq {}^1/_2\, M_2$ bei der besten normalen Füllung,
3′) $M \quad = 3183\ Olp_n > {}^1/_2\, M_3$ bei ganzer Füllung (0,8).

Wir setzen vorläufig $p_n = \eta p_i$ und nehmen als beste normale Füllung (gemäss Hilfstabelle I α, S. 21):

$$\frac{l_1}{l} = 0{,}333$$

demnach ist laut Tab. III A. a. (S. 26)

ad 1′) zu $p = 6$ und $\frac{l_1}{l} = 0{,}8$ gehörig $p_i = 4{,}988$
„ 2′) „ $p = 6$ „ $\frac{l_1}{l} = 0{,}333$ „ $p_i = 2{,}815$
„ 3′) „ $p = 6$ „ $\frac{l_1}{l} = 0{,}8$ „ $p_i = 4{,}988$

ferner ist laut Tabellchen in § 71:

ad 1′) zu $M_k = \quad M_1 = 3390$ gehörig $\eta = 0{,}846$
„ 2′) „ $M_k = {}^1/_2 M_2 = 1195$ „ $\eta = 0{,}820$
„ 3′) „ $M_k = {}^1/_2 M_3 = 1835$ „ $\eta = 0{,}880$

Hiernach lauten diesfalls die zu erfüllenden Bedingungen:

1″) $5000\ Ol\ 0{,}846 \,.\, 4{,}988 \geqq 3390$
2″) $3183\ Ol\ 0{,}820 \,.\, 2{,}815 > 1195$
3″) $3183\ Ol\ 0{,}880 \,.\, 4{,}988 > 1835$

Hiermit ergibt sich:

ad 1″) $Ol > 0{,}183$
„ 2″) $Ol \geqq 0{,}198$
„ 3″) $Ol \geqq 0{,}166$

Es erweist sich somit die Bedingung 2′ diesfalls als massgebend, wonach vorläufig

$$Ol = 0{,}198$$

Nehmen wir $l = 1{,}8$ m (die betreffende Regel des Verfassers für Zwillingsmaschinen ohne Transmission lautet: $l > 1{,}1 \sqrt{R}$, so dass diesfalls $l = 1{,}6$ m als Minimum genügen würde und eigentlich vorzuziehen wäre),

so ist wegen $\qquad n = 33{,}4$

die mittlere Kolbengeschwindigkeit

$$c = \frac{nl}{30} = 2 \text{ m}$$

Es folgt sodann

$$O = \frac{Ol}{l} = \frac{0{,}198}{1{,}8} = 0{,}1100$$

Gegen Einbiegung der Kolbenstange bei dem langen Hube schlagen wir 4% zu, so dass

$$\frac{D^2 \pi}{4} = 1{,}04 \ O = 0{,}1144$$

somit nach Tab. VII, S. 50, vorläufig

$$D = 0{,}381$$

Hierzu behufs der definitiven Ausmittlung gemäss Tab. IV A, S. 36 (zu $p = 8$ als möglicher Maximalspannung):

$$r_o = 0{,}185; \ \mu = 0{,}102; \ \frac{1}{1+\mu} = 0{,}907$$

mit obigem $p_i = 2{,}315$ gibt dies:

$$p_n = \frac{1}{1+\mu} (p_i - r_o) = 0{,}907 \ . \ 2{,}130 = 1{,}932$$

dieser Werth in obige Gleichung 2′)

$$3183 \ Ol p_n = 1195$$

eingesetzt, ergibt (corrigiert):

$$Ol = \frac{1195}{3183 \, p_n} = \frac{1195}{6149} = 0{,}1944$$

sofort ist

$$O = \frac{Ol}{l} = \frac{0{,}1944}{1{,}8} = 0{,}1080 \text{ Qu.-Met.}$$

Mit 4% Zuschlag

$$D^2 \frac{\pi}{4} = 1{,}04 \ O = 0{,}1123 \text{ Qu.-Met.}$$

Hierzu gibt Tab. VII, S. 50, den definitiven Kolbendurchmesser

$$D = 0{,}373 \text{ m, rund } D = \mathbf{0{,}38} \text{ m}$$

(gegen den vorläufigen Werth 0,381 m).

Behufs nachträglicher Bestimmung des Dampfconsums brauchen wir noch (bei $\frac{l_1}{l} = 0{,}333$ also für $p_i = 2{,}315$) die indicierte Leistung

$$N_i = \frac{400}{3} p_i \, O c = \frac{400}{3} \ 2{,}315 \ . \ 0{,}1080 \ . \ 2 = 67 \text{ Pfdk.}$$

im Mittel des Aufzuges für einen der beiden Cylinder.

Wollte man die behandelte Förderungsmaschine mit separater Einlass-Coulisse einrichten, so würde man für obige Bedingungsgleichung 2′) gemäss Hilfstab. I. α, S. 21, (Ende der „Note") eine Füllung nahe an 0,25 (etwa $\frac{l_1}{l} = 0{,}26$) in Aussicht nehmen, wofür bei $p = 6$ gemäss Tab. III A. b., S. 27, p_i nahe $= 2{,}315$ (wie vorher) wäre, d. h.: die Maschine mit separater Einlass-Coulisse wäre nach dem hier empfohlenen Vorgange eben so gross herzustellen, wie die Maschine mit Gooch'scher oder dgl. Coulisse, würde aber mit kleineren Füllungen (und mit etwas kleinerem Dampfverbrauche) arbeiten, aber auch minder bequem zu bedienen sein, als diese letztere (wovon später noch die Rede ist).

In einer ganz gleichen Weise, wie vorhergehends die Eincylinder-Zwillingsmaschine, liesse sich eine Förderungsmaschine für hohen Dampfdruck als Zweicylinder-Zwillingsmaschine (Zwillings-Tandem, je zwei zusammengehörige Cylinder hintereinander) mittelst der betreffenden „Special-Tabellen", S. 71 u. ff. ausmitteln. Für das einfache Compound-System (mit bloss einem Hochdruck- und einem Niederdruck-Cylinder) hätte man zunächst eine gewöhnliche Zwillingsmaschine nach dem Vorhergehenden auszumitteln; die Compound-

Maschine erhält sodann einen der ausgemittelten Zwillings-Cylinder als Hochdruck-Cylinder, und einen hierzu passenden Niederdruck- oder Expansions-Cylinder (diesfalls mit dem doppelten Volumen des Zwillings-Cylinders).

§ 78.

Berechnung und Ausmittlung einer Locomotiv-Maschine (nach § 71).

Aehnlich wie bei den Förderungsmaschinen, verhält es sich bei den Locomotiv-Maschinen, für welche durch die auszuübende Zugkraft W (Kgr.) an dem Triebradhalbmesser R (Meter) als Hebelsarm, die Beanspruchung der Maschine unzweifelhaft als statisches Moment gegeben ist. Bei Berechnungen der Locomotiv-Maschinen kann man nach § 71 leicht vorgehen, um einerseits für eine vorhandene (oder vorhanden gedachte) Maschine die von ihr auszuübende Zugkraft, und um andererseits für eine gegebene Zugkraft die Maschinendimensionen zu bestimmen.

Es ist hier einfach von der Gleichung

$$3183\ Olp_n = M \text{ (bei der betreffenden Füllung)}$$

Gebrauch zu machen und hierin für M das von einem der Dampfcylinder zu bewältigende statische Moment, bei 2 Cylindern sonach $\frac{1}{2}\, WR$ einzusetzen, wodurch man erhält

$$3183\ Olp_n = \tfrac{1}{2}\, WR \quad . \quad . \text{ A)}$$

W bedeutet hier die Zugkraft mit allen passiven Widerständen, ausgenommen jene innerhalb der Dampfmaschine selbst; dabei ist wie vorher

$$p_n = \frac{1}{1+\mu}(p_i - r_o) \quad . \quad . \text{ ad A)}$$

Sollte die Zugkraft W_i mit Einschluss auch der passiven Maschinenwiderstände gemeint sein, so hätte man einfacher

$$3183\ Olp_i = \tfrac{1}{2}\, W_i R \quad . \quad . \text{ A')}$$

Die Gleichung A resp. A' ist behufs Bestimmung der Zugkraft W eben nach W und behufs Ausmittlung der Maschinendimensionen nach Ol aufzulösen.

Bei der Fahrgeschwindigkeit $\mathfrak{C}$ in Meter pro Sec. (für welche W ausgemittelt wurde, oder für welche W überhaupt gemeint ist) besteht zugleich die Beziehung

$$\frac{c}{\mathfrak{C}} = \frac{l}{R\pi}$$

1. Note. Durch Einführung dieser Beziehung in die obigen Gleichungen würde sich (da $3183 = \frac{10\,000}{\pi}$) ergeben:

$$\frac{10\,000}{75}\, p_n\, Oc - \tfrac{1}{2}\, \frac{W\mathfrak{C}}{75} = N_n \quad . \quad . \text{ B)}$$

und andererseits

$$\frac{10\,000}{75}\, p_i\, Oc = \tfrac{1}{2}\, \frac{W_i \mathfrak{C}}{75} = N_i \quad . \quad . \text{ B')}$$

wobei N_n die Nettoleistung, N_i die indicierte Leistung eines der beiden Dampf-Cylinder (in Pfdk.) bezeichnet.

2. Note. Die Bedingung, dass die Locomotiv-Maschine auch im ungünstigsten Falle (bei der todten Lage einer der beiden Kurbeln) in Gang zu setzen wäre, d. h. eine gegebene Zugkraft W' (bei Volldruck) zu bewältigen hätte, käme gemäss § 71 zum Ausdrucke durch die Beziehung:

$$5000\, Ol\, p_n = W'R \quad . \; . \; . \text{ (bei Volldruck)}$$

hieraus wäre (für $\frac{l_1}{l} = 0{,}8$ oder $0{,}9$) das Product Ol und sonach (für einen passend gewählten Hub l) O und D zu bestimmen, — im Falle nämlich hiernach Ol grösser ausfiele, als nach Gl. A.

§ 79a.

Beispiel für die Berechnung der Zugkraft einer Locomotiv-Maschine.

Bei einer Locomotive mit Eincylinder-Zwillingsmaschine sei

$D = 0{,}424$ Meter und $O = 0{,}140$ Qu.-Met.

$l = 0{,}6$ Meter und $R = 0{,}9$ Meter

$p = 8$ (bei einer Kesselspannung von 9 bis 10 Atmosphären Ueberdruck); welche Zugkraft W (excl. Maschinen-Widerstände) vermag dieselbe bei den Füllungen $0{,}8$, $0{,}4$, $0{,}25$ zu äussern, wenn dieselben mittelst der gewöhnlichen Coulissen-Steuerung (nach Stephenson oder Gooch etc.) bewerkstelligt werden?

Es ist nach Obigem (Gl. A., S. 244)

$$W = \frac{2 \cdot 3183}{R} \, Olp_n$$

und mit Einsetzung der gegebenen Grössen:

$$W = 594 \, p_n$$

hierbei gibt für $p_n = \frac{1}{1+\mu}(p_i - r_o)$ Tab. IV, A, S 36 (zu $D = 0{,}424$ und $p = 10$ als Maximal-Spannung gehörig):

$$r_o = 0{,}196; \; \mu = 0{,}098; \; \frac{1}{1+\mu} = 0{,}911.$$

Man hat sonach:

für $\frac{l_1}{l}$ =	**0,8**	**0,4**	**0,25**
gemäss Tab. III A. a. . . p_i =	6,202	4,062	2,662
$p_i - r_o$ =	6,009	3,869	2,469
$p_n = \frac{1}{1+\mu}(p_i - r_o)$ =	5,474	3,525	2,249
$W = 594 \, p_n$ =	**3251**	**2098**	**1335**

Für eine Fahrgeschwindigkeit $\mathfrak{C} = 15$ Meter pro Secunde wäre hier die erforderliche Kolbengeschwindigkeit

$$c = \mathfrak{C} \frac{l}{R\pi} = 3{,}184 \text{ m.}$$

Wäre die fragliche Zugkraft mit Einschluss der passiven Maschinenwiderstände gemeint, so hätte man einfacher:

für $\frac{l_1}{l}$ =	0,8	0,4	0,25
(wie oben) p_i =	6,202	4,062	2,662
$W_i = 594 \, p_i$ =	3684	2412	1580
Jedenfalls ist bei $\mathfrak{C} = 15$ m d. h. $c = 3{,}184$ m für einen der beiden Cylinder			
$N_i = \frac{10\,000}{75} p_i Oc = \frac{1}{2} \frac{W_i \mathfrak{C}}{75}$ =	368	241	158

§ 79b.

Ausmittlung einer Locomotiv-Maschine für eine gegebene Zugkraft.

Um eine Locomotiv-Maschine (den Dimensionen nach) auszumitteln, wird — im Falle die ausübende Zugkraft W exclusive passive Maschinenwiderstände gegeben ist — vorläufig $p_n = \eta p_i$ gesetzt; mit Hilfe des Tabellchens in § 71, S. 219, hat man sodann aus obiger Gl. A:

$$3183\ Ol \,.\, \eta p_i = {}^1/_2\, W R$$

vorläufig

$$Ol = \frac{{}^1/_2\, W R}{3183\, \eta p_i}$$

und nachträglich (corrigiert) gemäss Gl. A und ad A in § 78

$$Ol = \frac{{}^1/_2\, W R}{3183\, \frac{1}{1+\mu}(p_i - r_o)}$$

Zum Beispiel: Für eine Berglocomotive für Erzförderung (Steierdorf im österr.-ungar. Banat) wurde aus dem Förderquantum und Traingewichte mit Rücksicht auf die grössten Steigungen und Bahnkrümmungen die Maximal-Zugkraft (excl. passive Maschinenwiderstände)

$$W = 5000 \text{ Kgr.}$$

bestimmt*) und ausserdem (für eine Fahrgeschwindigkeit $\mathfrak{C} = 4$ m) der Hub $l = 0{,}63$ m (2 Wien. Fuss) und der Halbmesser der Triebräder $R = 0{,}5$ m festgesetzt (so dass $c = \mathfrak{C}\,\frac{l}{R\pi} = 1{,}6$ m); man reflectirt auf einen Kesselüberdruck von 7 Atm., so dass

$$p_o = 8 \text{ Atm.}$$

Die Maschine ist derart auszumitteln, dass der Maximalwiderstand ohne Anstand bei einer Füllung $\frac{l_1}{l} = 0{,}65$ bewältigt werde.

Wir nehmen nach § 64, 2. Vorbem. (zu $p_o = 8$)

$$p = 6 \text{ Atm.}$$

in Rechnung; sofort gibt Tab. III A. a., S. 26, zu $p = 6$ und $\frac{l_1}{l} = 0{,}65$ gehörig

$$p_i = {}^1/_2\,(4{,}099 + 3{,}738) = 3{,}919$$

Das von einem Dampfcylinder zu bewältigende statische Moment

$$M_k = {}^1/_2\, W R = {}^1/_2 \,.\, 5000 \,.\, 0{,}5 = 1250$$

hierzu ist laut Tabellchen § 71, S. 219, vorläufig

$$\eta = 0{,}82$$

Hiermit ergibt sich (vorläufig) $p_n = \eta p_i = 3{,}213$ und

$$Ol = \frac{{}^1/_2\, W R}{3183\, \eta p_i} = \frac{1250}{3183 \,.\, 3{,}213} = 0{,}1222$$

Wegen $l = 0{,}63$ folgt vorläufig

$$O = \frac{Ol}{l} = \frac{0{,}1222}{0{,}63} = 0{,}1940$$

*) Die Aufnahme der Regeln zur Ermittlung der Zugkraft würde hier zu weit führen und ginge über die Aufgabe des Dampfmaschinen-Hilfsbuches.

Mit Zuschlag von $1_{,5}$ % auf die (einseitige) Kolbenstange

$$D^2 \frac{\pi}{4} = 1_{,015}\ O = 0_{,1969}$$

somit nach Tab. VII, S. 50, der vorläufige Kolbendurchmesser

$$D = 0_{,50}$$

Hiermit gibt behufs der definitiven Ausmittlung (Correction der Rechnung) Tab. IV, A., S. 36 (für eine Maximalspannung $p = 8$):

$$r_o = 0_{,169};\ \mu = 0_{,091};\ \frac{1}{1+\mu} = 0_{,917}$$

hiernach ergibt sich

$$p_n = \frac{1}{1+\mu}(p_i - r_o) = 0_{,917}\ (3_{,919} - 0_{,169}) = 3_{,439}$$

(gegen den vorläufigen Werth $3_{,218}$), sonach ist die vorläufige Kolbenfläche in dem Verhältnisse $\frac{3_{,218}}{3_{,439}} = 0_{,934}$ zu corrigieren; es ergibt sich

$$O = 0_{,934} \,.\, 0_{,1940} = 0_{,1812} \text{ Qu.-Met.}$$

$$D^2 \frac{\pi}{4} = 1_{,015}\ O = 0_{,1839} \text{ Qu.-Met.}$$

Hierzu nach Tab. VII, S. 50, der corrigierte Kolbendurchmesser

$$D = 0_{,484} \text{ Meter}$$

(gegen den vorläufigen Werth $0_{,50}$ Meter).

Schliesslich wäre für die grösste Beanspruchung als Effect der Maschine bei $c = 1_{,6}$ Meter für einen Cylinder

$$N_i = \frac{400}{3} p_i\, O\, c = \frac{400}{3} \,.\, 3_{,919} \,.\, 0_{,1812} \,.\, 1_{,6} = 151 \text{ Pfdk.}$$

$$N_n = \frac{400}{3} p_n\, O\, c = \frac{400}{3} \,.\, 3_{,439} \,.\, 0_{,1812} \,.\, 1_{,6} = 133 \text{ Pfdk.}$$

(zur Controle auch

$$N_n = {}^1\!/_2 \frac{W\mathfrak{C}}{75} = {}^1\!/_2 \frac{5000 \,.\, 4}{75} = 133 \text{ Pfdk.})$$

§ 80.

Bestimmung des Dampfconsums der Förderungs- und Locomotiv-Maschinen.

Erstes Beispiel. Bestimmung des Dampfconsums der in § 77 ausgemittelten Förderungsmaschine.

Zwillings-Maschine mit Gooch'scher (oder einer anderen) Coulisse, jeder Cylinder mit $D = 0_{,378}$ Meter (rund $0_{,38}$ Meter); $l = 1_{,8}$ Meter; $\frac{l}{D} = 4_{,74}$; $O = 0_{,1080}$ Qu.-Met.; $c = 2$ Meter; bei $p = 6$ und $\frac{l_1}{l} = 0_{,888}$ im Mittel $N_i = 67$ Pfdk. (Am Seile die Leistung $\frac{1000 \,.\, 7}{75} = 93_{,3}$ Pfdk. im Ganzen, d. h. $46_{,7}$ Pfdk. für einen Cylinder, sonach der Totalwirkungsgrad $\frac{46_{,7}}{67} = 0_{,70}$).

Gemäss Tab. V. A. a, S. 88, ist zu $p = 6$ und $\frac{l_1}{l} = 0{,}388$

gehörig . . . . $C_i' = 10{,}91$ Kgr.

und $\sqrt{c}\; C_i'' = 6{,}27$; wegen $c = 2$ m, somit (gemäss Tab. VI, S. 49) $\frac{1}{\sqrt{c}} = 0{,}707$, folgt (vorläufig) $C_i'' = 6{,}27 \times 0{,}707 = 4{,}43$; mit Rücksicht auf das Hubverhältniss $l : D = 4{,}74$ und $\frac{l_1}{l} = 0{,}388$ ist dieser Betrag mit dem Correct.-Coëffic. 1,68 zu multiplicieren, wonach $C_i'' = 4{,}43 \times 1{,}68$ . . . . $= 7{,}44$ „

Schliesslich ist gemäss Tab. V', S. 47, zu $N_i = 67$ und $c = 2$ m gehörig . . . . $C_i''' = 1{,}02$ „

$C_i = C_i' + C_i'' + C_i''' = 19{,}4$ Kgr.

Dies wäre der durchschnittliche Dampfconsum, wenn die Maschine unausgesetzt mit durchschnittlich und annähernd 0,388 Füllung arbeiten würde. Der Anhub, das Ende des Aufzuges (Ueberheben des Gestells und Aufsetzen desselben), beide häufig wiederholt, namentlich aber die Sturzpause, bedingen eine bedeutende Steigerung von C_i in der Anwendung, im Vergleiche mit obiger Angabe. Dieser Mehrbetrag von C_i, hauptsächlich in einem grösseren Dampfverluste begründet, kann empirisch geschätzt werden mit beiläufig $2{,}5\,(1{,}5 + \frac{t_o}{t})$ Kgr. pro indicierte Pferdekraft und Stunde, wenn (apart von den Bezeichnungen für die Dampfmaschinen) t die Dauer eines Aufzuges, t_o die Dauer der Sturzpause ist, und wenn $\frac{t_o}{t}$ höchstens 5 beträgt. Für $t_o = 2{,}5\, t$ (was bei seichteren Schächten und beim Erzbergbau überhaupt leicht eintreten kann) gibt dies 10,0 Kgr. Hiernach wäre im Ganzen beiläufig $C_i = 19{,}4 + 10{,}0 = 29{,}4$ Kgr. pro indicierte Pferdekraft und Stunde.

Bei dem Totalwirkungsgrad 0,70 gäbe dies $\frac{29{,}4}{0{,}70} = 42$ Kgr. pro Nutzpferdekraft am Seil und pro Stunde.

Würde man die Maschine mit separater Einlass-Coulisse versehen, so würde dieselbe (bei gleichem Durchmesser) im Mittel mit 0,26 Füllung arbeiten.

Es ergäbe sich gemäss Tab. V. A. b., S. 89, zu $p = 6$ und $\frac{l_1}{l} = 0{,}26$ gehörig . . . . $C_i' = 9{,}95$ Kgr.

und $\sqrt{c}\; C_i'' = 5{,}88$; mit $\frac{1}{\sqrt{c}} = 0{,}707$ und Correct.-Coëffic. 1,63 wäre $C_i'' = 5{,}88 \times 0{,}707 \times 1{,}63$ . . . . $= 6{,}78$ „

Gemäss Tab. V' wie vordem . . . . $C_i''' = 1{,}02$ „

$C_i = C_i' + C_i'' + C_i''' = 17{,}75$ Kgr.

Mit dem obigen (empirischen) Mehrbetrage (wegen der Sturzpause u. s. w.) von 10,0 Kgr. wäre im Ganzen $C_i = 17{,}75 + 10{,}0 = 27{,}75$ Kgr. Gegen den obigen Betrag von 29,4 Kgr. bei der einfachen Coulisse gibt dies für die separate Einlass-Coulisse eine Dampfersparniss von kaum 5%.

Es ist sehr fraglich, ob eine Ersparniss von kaum 5% an Dampf die grössere Complication und schwierigere Bedienung auf Seite der separaten Einlass-Coulisse aufwiegt, und ob sonach diese Einrichtung (gegenüber der

einfachen, correct eingerichteten Coulisse) bei den Förderungsmaschinen als wirklich vortheilhaft zu bezeichnen ist.

Zweites Beispiel. Bestimmung des Dampfconsums der in § 79 a berechneten Locomotiv-Maschine von $D = 0{,}424$; $l = 0{,}6$; $\frac{l}{D} = 1{,}43$; $c = 3{,}18$; bei $p = 8$ und bei den Füllungen 0,8, 0,4 nebst 0,25.

für $\frac{l_1}{l}$ =	0,8	0,4	0,25
wurde für einen Cylinder berechnet N_i =	368	241	158
Gemäss Tab. V, A. a, S. 88, zu $p = 8$ und der betreffenden Füllung $\frac{l_1}{l}$ gehörig C_i' =	14,51	10,56	9,24
und . . . . $\sqrt{c}\,C_i^*$ =	(6,36)	(5,73)	(6,80)
wegen $c = 3{,}18$ aus Tab. VI . . . . . $\frac{1}{\sqrt{c}}$ =	(0,56)	(0,56)	(0,56)
Correct.-Coëff. wegen $l : D = 1{,}43$	(0,81)	(0,85)	(0,87)
Product aus den drei ( ) Factoren . . C_i'' =	2,88	2,73	3,32
Nach Tab. V', S. 47, zu obigen N_i und zu $c = 3{,}18$ gehörig . . . . C_i''' =	0,43	0,50	0,55
$C_i = C_i' + C_i'' + C_i'''$ =	17,8	13,8	13,1

Das aus dem Kessel mitgerissene Wasser und die bei den Locomotiven vorkommenden Arbeitspausen (auf den Stationen) werden diese Zahlen um Einiges erhöhen.

Ad § 80.

Bemerkungen über den Dampfconsum der Förderungs- und Locomotiv-Maschinen.

Aus dem Vorhergegangenen ist ersichtlich, dass die Coulissen-Steuerung im Allgemeinen als ein mit der Umsteuerung uns nebenbei gratis zukommendes, ganz wohl brauchbares Surrogat einer eigentlichen Expansions-Steuerung zu betrachten, dass dieselbe vornehmlich in Bezug auf den Dampfconsum durchaus nicht so sehr unökonomisch ist, als häufig angenommen wird, ja dass diese Steuerung unter gewissen Umständen, welche bei der Locomotiv-Maschine eintreffen, zu sehr befriedigenden Resultaten führen kann. Diese gemäss der vorangegangenen Theorie des Verfassers berechneten Resultate stimmen mit den in der Anwendung factisch erzielten Resultaten sehr gut überein. Die erwähnten Umstände, welche die ökonomischen Resultate der Coulissen-Steuerung (trotz der ihr bei kleineren Füllungen eigenthümlichen, entschieden nachtheiligen, weil zu starken Vor-Ausströmung und Vor-Einströmung) bei der Locomotiv-Maschine als dennoch plausibel erscheinen lassen, sind:

1. Die hohe Admissionsspannung, bei welcher die der Coulissen-Steuerung eigenthümliche, mit dem Expansionsgrade wachsende Compression (in Betreff der Endspannung) innerhalb günstiger Grenzen sich erhält, während dieselbe bei mässiger Admissionsspannung leicht zur Schlingenbildung im Indicator-Diagramme Veranlassung gibt;

2. die eben erwähnte Compression an sich, indem durch dieselbe der Dampfcylinder vor der Admission erwärmt und hiermit der Abkühlungsverlust als Admissionsverlust (relativ) herabgesetzt wird;

3. die grosse Kolbengeschwindigkeit, welche (ebenso wie die hohe Admissionsspannung) bei allen Maschinengattungen im hohen Grade zur Dampfersparniss (ausser der Maschinenkostenersparniss) beiträgt.

Natürlicher Weise würden diese günstigen Umstände auch dann zur Geltung kommen, wenn man die Locomotiv-Maschine mit einer präcis wirkenden eigentlichen Expansionsvorrichtung (oder auch nur mit einer „separaten Einlass-Coulisse“) versehen würde, und der Dampfconsum könnte dann noch ansehnlich, namentlich in einem höheren Grade als bei einer Förderungs-Maschine, kleiner ausfallen; wenn man jedoch erwägt, wie überaus wünschenswerth die möglichste Einfachheit aller Organe, und vielleicht am meisten jene der Steuerungsorgane (zum Zwecke ihrer bequemen Handhabung, welche ohnedies stets heikel bleibt, so wie aus Rücksicht für ihre häufige Reparaturbedürftigkeit, welche mit jeder Complication wächst) bei einer Locomotiv-Maschine ist, so wird man der schon von dem grossen Erfinder*) der Locomotive herrührenden, heute noch vorherrschenden, einfachen aber correcten Coulissen-Steuerung (mit entsprechendem Voreilen der beiden Vertheilungs-Excenter) bei dieser Maschine wohl noch für lange Zeit die Berechtigung kaum absprechen können.

Bei einer Förderungsmaschine tritt häufig (namentlich bei kleiner Spannung und mässiger Kolbengeschwindigkeit) das gerade Gegentheil der unter 1, 2 und 3 eben angegebenen günstigen Umstände ein, und kommen noch die bereits im Vorhergegangenen (S. 248) angeführten, äusserst ungünstigen Umstände (vermöge der häufigen Sturzpause) hinzu, welche letzteren durch eine noch so gute Expansionsvorrichtung nicht zu paralysieren sind. Diese Maschine wird wohl für immerdar ein „Dampffresser“ bleiben; Verbesserungen — mit einer gewissen Complication verbunden — sind da eigentlich ebenso wenig am Platze, als bei der Locomotiv-Maschine; dieselben geben hier (wie auf S. 248 bezüglich der „separaten Einlass-Coulisse“ gezeigt wurde) relativ wenig und entschieden weniger aus, als sie bei einer Locomotiv-Maschine ausgeben würden, wenn sie dort eben (mit ihrer Complication) als zulässig von der Praxis anerkannt wären.

Der im Vorangehenden für mittlere Verhältnisse einer Förderungsmaschine (bezüglich der Schachttiefe, Nutzlast etc.) berechnete Dampfconsum von 42 Kgr. pro Netto-Pferdekraft (am Seile) und Stunde kann unter günstigeren Verhältnissen vielleicht um Einiges herabgebracht werden, beträgt aber unter ungünstigen Verhältnissen bedeutend mehr, — der Fälle, wo derselbe in Folge schlechter Einrichtung (insbesondere der Steuerung) und schlechter Behandlung der Maschine auf das Doppelte und noch höher steigt, weiter nicht zu gedenken.

In Betreff der Einführung von Verbesserungen an der Steuerung der Förderungsmaschinen — insoferne diese Verbesserungen irgend eine Complication des Mechanismus und namentlich irgend eine Erschwerung der Bedienung mit sich bringen — sollte man stets die Praxis der Locomotiv-Maschinen im Auge behalten: Alles, was diese vermeidet (obwohl sie hieraus stets einen relativ grösseren Nutzen ziehen könnte), wird in der Regel auch bei der Förderungsmaschine zu meiden sein. Dies gilt insbesondere auch von allen Bestrebungen und Versuchen, die Füllung (bezw. Expansion) dieser Maschinen irgend automatisch (selbstthätig variabel) einzurichten: hier wie dort ist und

*) Wenn in diesem Buche bei den Ueberschriften der Tabellen u. dgl. der Name Gooch vor Stephenson gesetzt wurde, so mag dies durch den Umstand entschuldigt werden, dass in der Theorie der Coulissen-Maschine das constante lineare Voreilen, welches eben der Gooch'schen Coulisse zukommt, angenommen und diese Annahme auch motiviert wurde. Der Verfasser.

bleibt es eine Hauptsache, dass der Wärter seine Maschine unausgesetzt und ungestört beherrsche! Hieran darf derselbe weder durch den Regulator, noch durch einen andern ein- und auszuschaltenden Mechanismus behindert werden, wenn die Betriebssicherheit — namentlich falls Menschenleben auf dem Spiele sind — darunter nicht leiden soll.

Vielleicht heute als einziger berechtigter Concurrent der einfachen und correcten Coulissensteuerung kann bei den Förderungsmaschinen, als gewöhnlichen Zwillingsmaschinen, die Audemar — Kraft'sche Daumensteuerung (mit verschiebbarer Steuerwelle) bezeichnet werden, welche sich bereits auch thatsächlich die Bahn gebrochen hat, trotz alledem aber immerhin — einerseits als Ventilsteuerung, andererseits als Daumen- (bezw. Herzscheiben-) Steuerung (mit Rücksicht auf die Abnützung der Daumen) — unter den Practikern ihre Gegner hat.

Die Ventilsteuerung an sich betreffend, welche bei den Förderungsmaschinen in gewissen Berg-Districten vorherrscht (weil vorgeblich die Schieber wegen ihrer grossen Reibung nicht taugen), in andern Revieren aber fast ausnahmslos gemieden wird (weil vorgeblich die Ventile wegen ihrer Durchlässigkeit nicht taugen), so sollte diese Angelegenheit doch wohl ernster, denn als eine pure Modesache zu nehmen sein, und dürfte es kaum einem Zweifel unterliegen, dass für grosse Förderungsmaschinen — insoferne die leichte Stellbarkeit des Reversierhebels auch bei diesen ein Hauptererforderniss ist — die Ventilsteuerung (auch im Falle der Bethätigung mittelst der Coulisse) unstreitig den Vorzug verdient; denn der Hilfscylinder (Servomoteur), welcher bei Schiebersteuerung die gewaltige Schieberreibung zu überwinden hat, verzehrt selbst Ansehnliches an Dampf, ja er verzehrt (ausser Anderem vorzugsweise auch durch die fortwährende Abkühlung in seiner Dampfzuleitung) wahrscheinlich mehr davon, als die Steuerventile vorgeblich unvermeidlicher Weise durchlassen! — Für kleine Maschinen bleibe man immerhin bei den einfachen Schiebern.

Als relativ bestes Mittel, den Dampfconsum der Förderungs- und Locomotiv-Maschinen nach Möglichkeit herabzusetzen, erscheint die Anwendung des Zweicylinder-Systems, entweder als Zwilling-Tandem-, oder als einfachen Compound-Systems. Das erstere System hat (mit zusammen vier Dampfcylindern) grössere Herstellungskosten und grösseren Dampfverbrauch (namentlich grösseren Dampfverlust), aber bequemere Handhabung, das zweite (mit bloss einem Hochdruck- und einem Niederdruck-Cylinder) geringere Herstellungs- und Betriebskosten, aber auch den ungünstigen Umstand für sich, dass der Maschinenwärter fast bei jedesmaligem Umsteuern mittelst einer besonderen (allerdings einfachen) Vorrichtung in den Niederdruck-Cylinder Kesseldampf einlassen muss, und demnach mehr in Anspruch genommen ist.

Note. In der Zusammenstellung des Dampfconsums verschiedenartiger Maschinen, welche der folgende § 81 enthält, konnten bei den Angaben für „Coulisse nach Gooch od. dgl." die unvermeidlichen ungünstigen Umstände der Förderungsmaschinen (die Stillstände betreffend, welche bei den Locomotiv-Maschinen nur untergeordnet auftreten) keine besondere Berücksichtigung finden, weshalb denn auch eine besondere Darlegung darüber an dieser Stelle nothwendig erschien.

5. KAPITEL.

Schluss des theoretischen Theiles.

§ 81.

Uebersicht der Berechnungs-Resultate über den Dampfconsum für alle Gattungen der Dampfmaschinen.

In den folgenden Doppel-Tabellen S. 254—257 sind die Berechnungs-Resultate des Dampfverbrauches pro indicierte Pfdk. und Stunde für alle hier behandelten Gattungen der Dampfmaschinen (ausgenommen jene mit separater Einlass-Coulisse) von verschiedener (indicierter) Stärke bei verschiedener Admissionsspannung p und Kolbengeschwindigkeit c in der Gegend der beiläufig „besten normalen" Füllung übersichtlich zusammengestellt.

Die notierten Resultate betreffen die drei Antheile C_i', C_i'' und C_i''' des Dampfverbrauches nebst ihrer Summe C_i, — abgesehen von dem Dampfleitungsverluste, und beziehen sich einerseits auf Maschinen von „gewöhnlicher" Ausführung und Instandhaltung, andererseits auf „exacte" Maschinen, wenn diese und jene mit gesättigtem Dampfe gespeist werden.

Die letzte (einfache) Tabelle gibt den minimalen Gesammt-Dampfverbrauch C_i exacter Condens.-Maschinen bei hoch überhitztem Admissionsdampfe (etwa nach Schwoerer bis 250° C. oder mehr) mit der rechnungsmässigen Annahme bloss des halben Betrages des Abkühlungsverlustes C_i'', — also die beiläufig erreichbaren Grenzen des Dampfconsums.

Es wurden sowohl für Auspuff- als auch für Condensator-Maschinen viererlei Stärken

$$N_i = 10, 50, 250, 1000 \text{ Pfdk.}$$

und viererlei Admissions-Spannungen

$$p = 6, 8, 10, 12 \text{ Atm.}$$

in Betracht gezogen, und für jede jener Stärken eine zweifache Grösse der Kolbengeschwindigkeit c (jedesmal bei allen Spannungen gleich) nach dem folgenden Schema angenommen:

$N_i = 10$ $\begin{cases} c = 1{,}5 \text{ m} \\ c = 2 \text{ m} \end{cases}$

$N_i = 50$ $\begin{cases} c = 2 \text{ m} \\ c = 3 \text{ m} \end{cases}$

bei gleicher Spannung auch die gleiche Füllung $\frac{l_1}{l}$

$N_i = 250$ $\begin{cases} c = 3 \text{ m} \\ c = 4 \text{ m} \end{cases}$

$N_i = 1000$ $c = 4$ m

bei gleicher Spannung auch die gleiche (jedoch entsprechend kleinere) Füllung.

Diese Zusammenstellung ermöglicht alle Vergleichungen in Betreff des Einflusses der einzelnen Elemente N_i, p und c auf den Dampfconsum.

Der weitere Zweck dieser (im Uebrigen keiner weiteren Erklärung bedürftigen) tabellarischen Zusammenstellungen ist ein doppelter:

erstlich sollen dieselben einen leicht zu handhabenden Prüfstein für die Brauchbarkeit der aufgestellten Regeln den bereits erfahrenen Fachkundigen darbieten, nachdem zahlreiche Stichproben Seitens des Verfassers und auch Anderer bereits stattgefunden;

zweitens können dieselben alsdann den minder Erfahrenen eben so wie den Erfahrenen im Allgemeinen zur Orientierung im Voraus dienen.

Vergleichende Uebersicht des Dampfconsums der Auspuff-Maschinen aller Systeme.

(Nach den Regeln des „Theoretischen Theiles“ des Hilfsbuches.)

a. Gewöhnliche Auspuff-Maschinen.

Dampfconsum gewöhnl. Auspuff-Maschinen.

Hubverhältniss $l:D$ { Eincylinder-Maschine 2:1, Zweicylinder-Maschine 1,5:1; Hochdruck-Cylinder $l':D' = 2:1$		= 6					$p = 8$					= 10					$p = 12$				
		$\frac{l_1}{l}$	C_i'	C_i''	C_i'''	C_i	$\frac{l_1}{l}$	C_i'	C_i''	C_i'''	C_i	$\frac{l_1}{l}$	C_i'	C_i''	C_i'''	C_i	$\frac{l_1}{l}$	C_i'	C_i''	C_i'''	C_i
$N_i = 10$, $c = 1{,}5$ m	Eincyl. mit Coulisse	0,4	11,5	4,7	2,6	**18,8**	0,333	10,0	4,9	2,6	**17,5**	0,3	9,1	5,0	2,6	**16,7**	.	.	.	.	.
	„ „ Expans. ohne Hemd	0,3	9,9	4,5	2,6	**17,0**	0,25	8,6	4,6	2,6	**15,9**	0,20	7,8	4,9	2,6	**15,3**	.	.	.	.	.
	„ „ Expans. mit „	0,3	9,6	3,5	2,6	**15,7**	0,25	8,3	3,3	2,6	**14,2**	0,20	7,5	3,3	2 6	**13,4**	.	.	.	.	.
	Zweicylinder (mit Expans.)	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.
$N_i = 10$, $c = 2$ m	Eincyl. mit Coulisse	0,4	11,5	4,1	2,2	**17,8**	0,333	10,0	4,2	2,2	**16,4**	0,3	9,1	4,3	2,2	**15,6**	.	.	.	.	.
	„ „ Expans. ohne Hemd	0,3	9,9	3,9	2,2	**16,0**	0,25	8,6	4,0	2,2	**14,8**	0,20	7 8	4,2	2,2	**14,2**	.	.	.	.	.
	„ „ Expans. mit „	0,3	9,6	3,0	2,2	**14,9**	0,25	8,3	2,9	2,2	**13,4**	0,20	7,5	2,8	2,2	**12,5**	.	.	.	.	.
	Zweicylinder (mit Expans.)	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.
$N_i = 50$, $c = 2$ m	Eincyl. mit Coulisse	0,4	11,5	4,1	1,1	**16,6**	0,333	10,0	4,2	1,1	**15,3**	0,3	9,1	4,3	1,1	**14,5**	.	.	.	.	.
	„ „ Expans. ohne Hemd	0,3	9,9	3,9	1,1	**15,0**	0,25	8,6	4,0	1,1	**13,8**	0,20	7,8	4,2	1,1	**13,1**	.	.	.	.	.
	„ „ Expans. mit „	0,3	9,6	3,0	1,1	**13,8**	0,25	8,3	2,9	1,1	**12,3**	0,20	7,5	2,8	1,1	**11,4**	.	.	.	.	.
	Zweicylinder (mit Expans.)	.	.	.	.	.	0,20	8,0	2,6	1,0	**11,5**	0,15	6,9	2,5	1,0	**10,4**	0,125	6,4	2,3	1,0	**9,7**
$N_i = 50$, $c = 3$ m	Eincyl. mit Coulisse	0,4	11,5	3,2	0,9	**15,6**	0,333	10,0	3,4	0,9	**14,3**	0,3	9,1	3,5	0,9	**13,5**	.	.	.	.	.
	„ „ Expans. ohne Hemd	0,3	9,9	3,2	0,9	**14,0**	0,25	8,6	3,3	0,9	**12,8**	0,20	7,8	3,4	0,9	**12,1**	.	.	.	.	.
	„ „ Expans. mit „	0,3	9,6	2,5	0,9	**13,0**	0,25	8,3	2,3	0,9	**11,6**	0,20	7,5	2,3	0,9	**10,7**	.	.	.	.	.
	Zweicylinder (mit Expans.)	.	.	.	.	.	0,20	8,0	2,1	0,8	**10,8**	0,15	6,9	2,0	0,8	**9,7**	0,125	6,4	1,9	0,8	**9,1**
$N_i = 250$, $c = 3$ m	Eincyl. mit Coulisse	0,333	10,9	3,6	0,5	**15,0**	0,3	9,6	3,6	0,5	**13,7**	0,25	8,7	3,8	0,5	**13,0**	.	.	.	.	.
	„ „ Expans. ohne Hemd	0,25	9,7	3,4	0,5	**13,5**	0,20	8,4	3,5	0,5	**12,4**	0,15	7,6	3,8	0,5	**11,9**	.	.	.	.	.
	„ „ Expans. mit „	0,25	9,3	2,6	0,5	**12,4**	0,20	8,0	2,5	0,5	**11,0**	0,15	7,1	2,5	0,5	**10,1**	.	.	.	.	.
	Zweicylinder (mit Expans.)	.	.	.	.	.	0,15	7,8	2,4	0,4	**10,7**	0,125	6,8	2,2	0,4	**9,5**	0,10	6,3	2,5	0,4	**8,8**
$N_i = 250$, $c = 4$ m	Eincyl. mit Coulisse	0,333	10,9	3,1	0,4	**14,5**	0,3	9,6	3,1	0,4	**13,2**	0,25	8,7	3,3	0,4	**12,4**	.	.	.	.	.
	„ „ Expans. ohne Hemd	0,25	9,7	2,9	0,4	**13,0**	0,20	8,4	3,0	0,4	**11,8**	0,15	7,6	3,2	0,4	**11,2**	.	.	.	.	.
	„ „ Expans. mit „	0,25	9,3	2,2	0,4	**11,9**	0,20	8,0	2,2	0,4	**10,6**	0,15	7,1	2,2	0,4	**9,7**	.	.	.	.	.
	Zweicylinder (mit Expans.)	.	.	.	.	.	0,15	7,8	2,1	0,3	**10,3**	0,125	6,8	1,9	0,3	**9,1**	0,10	6,3	1,8	0,4	**8,5**
$N_i = 1000$, $c = 4$ m	Eincyl. mit Coulisse	0,333	10,9	3,1	0,3	**14,3**	0,3	9,6	3,1	0,3	**13,0**	0,25	8,7	3,3	0,3	**12,3**	.	.	.	.	.
	„ „ Expans. ohne Hemd	0,25	9,7	2,9	0,3	**12,9**	0,20	8,4	3,0	0,3	**11,7**	0,15	7,6	3,2	0,3	**11,0**	.	.	.	.	.
	„ „ Expans. mit „	0,25	9,3	2,2	0,3	**11,8**	0,20	8,0	2,2	0,3	**10,4**	0,15	7,1	2,2	0,3	**9,6**	.	.	.	.	.
	Zweicylinder (mit Expans.)	.	.	.	.	.	0,15	7,8	2,1	0,2	**10,1**	0,125	6,8	1,9	0,2	**9,0**	0,10	6,3	1,8	0,2	8,3

b. **Exacte** Auspuff-Maschinen.

Dampfconsum exacter Auspuff-Maschinen.

Hubverhältniss $l:D$ {Eincylinder-Maschine 2:1, Zweicylinder-Maschine 1,5:1}; Hochdruck-Cylinder $l':D'=2:1$		$p=6$					$p=8$					$p=10$					$p=12$				
		$\frac{l_i}{l}$	C_i'	C_i''	C_i'''	C_i	$\frac{l_i}{l}$	C_i'	C_i''	C_i'''	C_i	$\frac{l_i}{l}$	C_i'	C_i''	C_i'''	C_i	$\frac{l_i}{l}$	C_i'	C_i''	C_i'''	C_i
$N=10$, $c=1,5$ m	Eincyl. mit Coulisse	0,4	11,0	4,7	1,3	**17,0**	0,333	9,4	4,9	1,3	**15,6**	0,3	8,6	5,0	1,3	**14,9**	.	.	.	.	.
	„ „ Expans. ohne Hemd	0,3	9,4	4,5	1,3	**15,2**	0,25	8,1	4,6	1,3	**14,1**	0,20	7,3	4,9	1,3	**13,5**	.	.	.	.	.
	„ „ Expans. mit „	0,3	8,9	3,5	1,3	**13,7**	0,25	7,6	3,3	1,3	**12,2**	0,20	6,8	3,3	1,3	**11,4**	.	.	.	.	.
	Zweicylinder (mit Expans.)	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.
$N_i=10$, $c=2$ m	Eincyl. mit Coulisse	0,4	11,0	4,1	1,1	**16,2**	0,333	9,4	4,2	1,1	**14,8**	0,3	8,6	4,3	1,1	**14,0**	.	.	.	.	.
	„ „ Expans. ohne Hemd	0,3	9,4	3,9	1,1	**14,4**	0,25	8,1	4,0	1,1	**13,2**	0,20	7,3	4,2	1,1	**12,6**	.	.	.	.	.
	„ „ Expans. mit „	0,3	8,9	3,0	1,1	**13,1**	0,25	7,6	2,9	1,1	**11,6**	0,20	6,8	2,8	1,1	**10,7**	.	.	.	.	.
	Zweicylinder (mit Expans.)	.	.		.	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.
$N_i=50$, $c=2$ m	Eincyl. mit Coulisse	0,4	11,0	4,1	0,6	**15,6**	0,333	9,4	4,2	0,6	**14,2**	0,3	8,6	4,3	0,6	**13,5**	.	.	.	.	.
	„ „ Expans. ohne Hemd	0,3	9,4	3,9	0,6	**13,9**	0,25	8,1	4,0	0,6	**12,7**	0,20	7,3	4,2	0,6	**12,1**	.	.	.	.	.
	„ „ Expans. mit „	0,3	8,9	3,0	0,6	**12,5**	0,25	7,6	2,9	0,6	**11,1**	0,20	6,8	2,8	0,6	**10,2**	.	.	.	.	.
	Zweicylinder (mit Expans.)	.	.	.	.	.	0,20	7,7	2,6	0,5	**10,7**	0,15	6,6	2,5	0,5	**9,6**	0,125	6,1	2,3	0,5	**8,9**
$N_i=50$, $c=3$ m	Eincyl. mit Coulisse	0,4	11,0	3,2	0,5	**14,7**	0,333	9,4	3,4	0,5	**13,3**	0,3	8,6	3,5	0,5	**12,6**	.	.	.	.	.
	„ „ Expans. ohne Hemd	0,3	9,4	3,2	0,5	**13,1**	0,25	8,1	3,3	0,5	**11,8**	0,20	7,3	3,4	0,5	**11,2**	.	.	.	.	.
	„ „ Expans. mit „	0,3	8,9	2,5	0,5	**11,8**	0,25	7,6	2,3	0,5	**10,4**	0,20	6,8	2,3	0,5	**9,5**	.	.	.	.	.
	Zweicylinder (mit Expans.)	.	.	.	.	.	0,20	7,7	2,1	0,4	**10,2**	0,15	6,6	2,0	0,4	**9,0**	0,125	6,1	1,9	0,4	**8,4**
$N_i=250$, $c=3$ m	Eincyl. mit Coulisse	0,333	10,4	3,6	0,3	**14,3**	0,3	9,1	3,6	0,3	**13,0**	0,25	8,2	3,8	0,3	**12,3**	.	.	.	.	.
	„ „ Expans. ohne Hemd	0,25	9,2	3,4	0,3	**12,8**	0,20	7,9	3,5	0,3	**11,7**	0,15	7,1	3,8	0,3	**11,1**	.	.	.	.	.
	„ „ Expans. mit „	0,25	8,6	2,6	0,3	**11,4**	0,20	7,3	2,5	0,3	**10,0**	0,15	6,4	2,5	0,3	**9,2**	.	.	.	.	.
	Zweicylinder (mit Expans.)	.	.	.	.	.	0,15	7,5	2,5	0,2	**10,2**	0,125	6,5	2,2	0,2	**9,0**	0,10	6,0	2,1	0,2	**8,3**
$N_i=250$, $c=4$ m	Eincyl. mit Coulisse	0,333	10,4	3,1	0,2	**13,8**	0,3	9,1	3,1	0,2	**12,5**	0,25	8,2	3,3	0,2	**11,7**	.	.	.	.	.
	„ „ Expans. ohne Hemd	0,25	9,2	2,9	0,2	**12,3**	0,20	7,9	3,0	0,2	**11,1**	0,15	7,1	3,2	0,2	**10,5**	.	.	.	.	.
	„ „ Expans. mit „	0,25	8,6	2,2	0,2	**11,0**	0,20	7,3	2,2	0,2	**9,7**	0,15	6,4	2,2	0,2	**8,8**	.	.	.	.	.
	Zweicylinder (mit Expans.)	.	.	.	.	.	0,15	7,5	2,1	0,2	**9,8**	0,125	6,5	1,9	0,2	**8,6**	0,10	6,0	1,8	0,2	**8,0**
$N_i=1000$, $c=4$ m	Eincyl. mit Coulisse	0,333	10,4	3,1	0,1	**13,7**	0,3	9,1	3,1	0,1	**12,4**	0,25	8,2	3,3	0,1	**11,6**	.	.	.	.	.
	„ „ Expans. ohne Hemd	0,25	9,2	2,9	0,1	**12,2**	0,20	7,9	3,0	0,1	**11,1**	0,15	7,1	3,2	0,1	**10,4**	.	.	.	.	.
	„ „ Expans. mit „	0,25	8,6	2,2	0,1	**10,9**	0,20	7,3	2,2	0,1	**9,6**	0,15	6,4	2,2	0,1	**8,8**	.	.	.	.	.
	Zweicylinder (mit Expans.)	.	.	.	.	.	0,15	7,5	2,1	0,1	**9,7**	0,125	6,5	1,9	0,1	**8,6**	0,10	6,0	1,8	0,1	**7,9**

Vergleichende Uebersicht des Dampfconsums der Condens.-Maschinen aller Systeme.

(Nach den Regeln des „Theoretischen Theiles“ des Hilfsbuches.)

a. **Gewöhnliche** Condens.-Maschinen.

Dampfconsum gewöhnl. **Condens.-Maschinen.**

Hubverhältniss $l:D$ {Eincylinder-Maschine 2:1, Zweicylinder-Maschine 1,5:1, Dreicylinder-Maschine 1:1}; Hochdruck-Cylinder $l':D' = 2:1$		$p = 6$					$p = 8$					$p = 10$					$p = 12$				
		$\frac{l_1}{l}$	C_i'	C_i''	C_i'''	C_i	$\frac{l_1}{l}$	C_i'	C_i''	C_i'''	C_i	$\frac{l_1}{l}$	C_i'	C_i''	C_i'''	C_i	$\frac{l_1}{l}$	C_i'	C_i''	C_i'''	C_i
$N_i = 10$, $c = 1,5$ m	Eincyl.-Masch. ohne Hemd	0,15	6,8	4,7	2,6	**14,1**	0,125	6,4	5,0	2,6	**14,0**	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.
	Eincyl.-Masch. mit „	0,15	6,4	3,5	2,6	**12,5**	0,125	5,9	3,5	2,6	**12,0**	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.
	Zweicylinder-Masch.	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.
	Dreicylinder-Masch.	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.
$N_i = 10$, $c = 2$ m	Eincyl.-Masch. ohne Hemd	0,15	6,8	4,1	2,2	**13,1**	0,125	6,4	4,4	2,2	**13,0**	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.
	Eincyl.-Masch. mit „	0,15	6,4	3,0	2,2	**11,6**	0,125	5,9	3,0	2,2	**11,2**	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.
	Zweicylinder-Masch.	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.
	Dreicylinder-Masch.	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.
$N_i = 50$, $c = 2$ m	Eincyl.-Masch. ohne Hemd	0,15	6,8	4,1	1,1	**12,0**	0,125	6,4	4,4	1,1	**11,9**	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.
	Eincyl.-Masch. mit „	0,15	6,4	3,0	1,1	**10,5**	0,125	5,9	3,0	1,1	**10,1**	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.
	Zweicylinder-Masch.	0,125	5,4	2,4	1,0	**8,8**	0,10	4,9	2,3	0,9	**8,1**	0,08	4,5	2,2	1,0	**7,6**	.	.	.	.	.
	Dreicylinder-Masch.	.	.	.	.	.	0,07	4,5	2,0	0,8	**7,3**	0,06	4,2	1,9	0,8	**6,9**	0,05	3,9	1,8	0,8	**6,5**
$N_i = 50$, $c = 3$ m	Eincyl.-Masch. ohne Hemd	0,15	6,8	3,3	0,9	**11,0**	0,125	6,4	3,5	0,9	**10,8**	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.
	Eincyl.-Masch. mit „	0,15	6,4	2,5	0,9	**9,7**	0,125	5,9	2,5	0,9	**9,3**	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.
	Zweicylinder-Masch.	0,125	5,4	1,9	0,8	**8,1**	0,10	4,9	1,8	0,8	**7,5**	0,08	4,5	1,8	0,8	**7,0**	.	.	.	.	.
	Dreicylinder-Masch.	.	.	.	.	.	0,07	4,5	1,6	0,6	**6,7**	0,06	4,2	1,5	0,6	**6,3**	0,05	3,9	1,5	0,6	**6,0**
$N_i = 250$, $c = 3$ m	Eincyl.-Masch. ohne Hemd	0,125	6,6	3,5	0,5	**10,6**	0,10	6,3	3,8	0,5	**10,5**	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.
	Eincyl.-Masch. mit „	0,125	6,2	2,6	0,5	**9,2**	0,10	5,7	2,6	0,5	**8,8**	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.
	Zweicylinder-Masch.	0,10	5,2	2,1	0,4	**7,7**	0,08	4,7	2,0	0,4	**7,1**	0,07	4,3	1,9	0,4	**6,6**	.	.	.	.	.
	Dreicylinder-Masch.	.	.	.	.	.	0,06	4,3	1,7	0,3	**6,3**	0,05	4,0	1,6	0,3	**6,0**	0,04	3,7	1,5	0,4	**5,6**
$N_i = 250$, $c = 4$ m	Eincyl.-Masch. ohne Hemd	0,125	6,6	3,0	0,4	**10,1**	0,10	6,3	3,3	0,4	**10,0**	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.
	Eincyl.-Masch. mit „	0,125	6,2	2,2	0,4	**8,8**	0,10	5,7	2,2	0,4	**8,4**	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.
	Zweicylinder-Masch.	0,10	5,2	1,8	0,3	**7,3**	0,08	4,7	1,7	0,4	**6,8**	0,07	4,3	1,6	0,4	**6,3**	.	.	.	.	.
	Dreicylinder-Masch.	.	.	.	.	.	0,06	4,3	1,5	0,3	**6,1**	0,05	4,0	1,4	0,3	**5,7**	0,04	3,7	1,4	0,3	**5,4**
$N_i = 1000$, $c = 4$ m	Eincyl.-Masch. ohne Hemd	0,125	6,6	3,0	0,3	**9,9**	0,10	6,3	3,3	0,3	**9,8**	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.
	Eincyl.-Masch. mit „	0,125	6,2	2,2	0,3	**8,6**	0,10	5,7	2,2	0,3	**8,2**	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.
	Zweicylinder-Masch.	0,10	5,2	1,8	0,2	**7,2**	0,08	4,7	1,7	0,2	**6,6**	0,07	4,3	1,6	0,2	**6,2**	.	.	.	.	.
	Dreicylinder-Masch.	.	.	.	.	.	0,06	4,3	1,5	0,2	**6,0**	0,05	4,0	1,4	0,2	**5,6**	0,04	3,7	1,4	0,2	**5,3**

b. **Exacte** Condens.-Maschinen.

Dampf-Consum exacter **Condens.**-Maschinen.

Hubverhältniss $l:D$ (Eincylinder-Maschine 2:1, Zweicylinder-Maschine 1,5:1, Dreicylinder-Maschine 1:1); Hochdruck-Cylinder $l':D' = 2:1$		$p = 6$					$p = 8$					$p = 10$					$p = 12$				
		$\frac{l_1}{l}$	C_i'	C_i''	C_i'''	C_i	$\frac{l_1}{l}$	C_i'	C_i''	C_i'''	C_i	$\frac{l_1}{l}$	C_i'	C_i''	C_i'''	C_i	$\frac{l_1}{l}$	C_i'	C_i''	C_i'''	C_i
$N_i = 10$, $c = 1{,}5$ m	Eincyl.-Masch. ohne Hemd	0,15	6,2	4,7	1,3	**12,2**	0,125	5,9	5,0	1,3	**12,2**	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.
	Eincyl.-Masch. mit „	0,15	5,7	3,5	1,3	**10,5**	0,125	5,3	3,5	1,3	**10,1**	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.
	Zweicylinder-Masch.	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.
	Dreicylinder-Masch.	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.
$N_i = 10$, $c = 2$ m	Eincyl.-Masch. ohne Hemd	0,15	6,2	4,1	1,1	**11,4**	0,125	5,9	4,3	1,1	**11,3**	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.
	Eincyl.-Masch. mit „	0,15	5,7	3,0	1,1	**9,9**	0,125	5,3	3,0	1,1	**9,4**	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.
	Zweicylinder-Masch.	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.
	Dreicylinder-Masch.	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.
$N_i = 50$, $c = 2$ m	Eincyl.-Masch. ohne Hemd	0,15	6,2	4,1	0,6	**10,9**	0,125	5,9	4,3	0,6	**10,8**	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.
	Eincyl.-Masch. mit „	0,15	5,7	3,0	0,6	**9,3**	0,125	5,3	3,0	0,6	**8,9**	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.
	Zweicylinder-Masch.	0,125	5,4	2,4	0,5	**8,3**	0,10	4,9	2,3	0,5	**7,7**	0,08	4,5	2,2	0,5	**7,2**	.	.	.	.	.
	Dreicylinder-Masch.	.	.	.	.	.	0,07	4,5	2,0	0,4	**6,9**	0,06	4,2	1,9	0,4	**6,5**	0,05	3,9	1,8	0,4	**6,1**
$N_i = 50$, $c = 3$ m	Eincyl.-Masch. ohne Hemd	0,15	6,2	3,3	0,5	**10,0**	0,125	5,9	3,5	0,5	**9,9**	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.
	Eincyl.-Masch. mit „	0,15	5,7	2,5	0,5	**8,7**	0,125	5,3	2,4	0,5	**8,2**	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.
	Zweicylinder-Masch.	0,125	5,4	1,9	0,4	**7,7**	0,10	4,9	1,8	0,4	**7,1**	0,08	4,5	1,8	0,4	**6,7**	.	.	.	.	.
	Dreicylinder-Masch.	.	.	.	.	.	0,07	4,5	1,6	0,3	**6,4**	0,06	4,2	1,5	0,3	**6,0**	0,05	3,9	1,5	0,3	**5,7**
$N_i = 250$, $c = 3$ m	Eincyl.-Masch. ohne Hemd	0,125	6,1	3,5	0,3	**9,8**	0,10	5,7	3,8	0,3	**9,7**	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.
	Eincyl.-Masch. mit „	0,125	5,5	2,6	0,3	**8,3**	0,10	5,1	2,6	0,3	**7,9**	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.
	Zweicylinder-Masch.	0,10	5,2	2,1	0,2	**7,5**	0,08	4,7	2,0	0,2	**6,9**	0,07	4,3	1,9	0,2	**6,4**	.	.	.	.	.
	Dreicylinder-Masch.	.	.	.	.	.	0,06	4,3	1,7	0,2	**6,2**	0,05	4,0	1,6	0,2	**5,8**	0,04	3,7	1,5	0,2	**5,5**
$N_i = 250$, $c = 4$ m	Eincyl.-Masch. ohne Hemd	0,125	6,1	3,0	0,2	**9,3**	0,10	5,7	3,3	0,2	**9,2**	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.
	Eincyl.-Masch. mit „	0,125	5,5	2,2	0,2	**7,9**	0,10	5,1	2,2	0,2	**7,5**	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.
	Zweicylinder-Masch.	0,10	5,2	1,8	0,2	**7,2**	0,08	4,7	1,7	0,2	**6,6**	0,07	4,3	1,6	0,2	**6,2**	.	.	.	.	.
	Dreicylinder-Masch.	.	.	.	.	.	0,06	4,3	1,5	0,1	**5,9**	0,05	4,0	1,4	0,2	**5,6**	0,04	3,7	1,3	0,2	**5,2**
$N_i = 1000$, $c = 4$ m	Eincyl.-Masch. ohne Hemd	0,125	6,1	3,0	0,1	**9,3**	0,10	5,7	3,3	0,1	**9,1**	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.
	Eincyl.-Masch. mit „	0,125	5,5	2,2	0,1	**7,9**	0,10	5,1	2,2	0,1	**7,4**	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.
	Zweicylinder-Masch.	0,10	5,2	1,8	0,1	**7,1**	0,08	4,7	1,7	0,1	**6,5**	0,07	4,3	1,6	0,1	**6,1**	.	.	.	.	.
	Dreicylinder-Masch.	.	.	.	.	.	0,06	4,3	1,5	0,1	**5,9**	0,05	4,0	1,4	0,1	**5,5**	0,04	3,7	1,3	0,1	**5,1**

Minimal-Dampfconsum

exacter Condens.-Maschinen bei hoch überhitztem Admissionsdampfe

(auf 250° C. oder mehr).

(Nach den Regeln des „Theoret. Theiles“ des Hilfsbuches.)

Hubverhältnis: Eincyl.-M. $l:D=2$; Zweicyl.-M. $l:D=1{,}5$; Dreicyl.-M. $l:D=1$; Hochdruck-Cyl. $l':D'=2$		Eincylinder-Maschinen ohne Dampfhemd		Eincylinder-Maschinen mit Dampfhemd		Zweicylinder-Maschinen		Dreicylinder-Maschinen	
		$\frac{l_1}{l}$	Min. C_i	$\frac{l_1}{l}$	Min. C_i	$\frac{l_1}{l}$	Min. C_i	$\frac{l_1}{l}$	Min. C_i
$N_i = 10$ Pfdk., $c = 1{,}5$ m	$p = 6$ Atm.	0,15	9,9	0,15	8,8	.	.	.	.
	$p = 8$ „	0,125	9,7	0,125	8,3	.	.	.	.
	$p = 10$ „	.	.	.	.	.	.	.	.
	$p = 12$ „	.	.	.	.	.	.	.	.
$N_i = 10$ Pfdk., $c = 2$ m	$p = 6$ Atm.	0,15	9,4	0,15	8,4	.	.	.	.
	$p = 8$ „	0,125	9,2	0,125	7,9	.	.	.	.
	$p = 10$ „	.	.	.	.	.	.	.	.
	$p = 12$ „	.	.	.	.	.	.	.	.
$N_i = 50$ Pfdk., $c = 2$ m	$p = 6$ Atm.	0,15	8,8	0,15	7,8	0,125	7,1	.	.
	$p = 8$ „	0,125	8,6	0,125	7,4	0,10	6,5	0,07	5,9
	$p = 10$ „	.	.	.	.	0,08	6,1	0,06	5,5
	$p = 12$ „	.	.	.	.	.	.	0,05	5,2
$N_i = 50$ Pfdk., $c = 3$ m	$p = 6$ Atm.	0,15	8,3	0,15	7,4	0,125	6,8	.	.
	$p = 8$ „	0,125	8,1	0,125	7,0	0,10	6,2	0,07	5,6
	$p = 10$ „	.	.	.	.	0,08	5,8	0,06	5,3
	$p = 12$ „	.	.	.	.	.	.	0,05	5,0
$N_i = 250$ Pfdk., $c = 3$ m	$p = 6$ Atm.	0,125	8,1	0,125	7,1	0,10	6,4	.	.
	$p = 8$ „	0,10	7,9	0,10	6,6	0,08	5,9	0,06	5,3
	$p = 10$ „	.	.	.	.	0,07	5,5	0,05	5,0
	$p = 12$ „	.	.	.	.	.	.	0,04	4,7
$N_i = 250$ Pfdk., $c = 4$ m	$p = 6$ Atm.	0,125	7,8	0,125	6,8	0,10	6,3	.	.
	$p = 8$ „	0,10	7,6	0,10	6,4	0,08	5,7	0,06	5,2
	$p = 10$ „	.	.	.	.	0,07	5,4	0,05	4,9
	$p = 12$ „	.	.	.	.	.	.	0,04	4,6
$N_i = 1000$ Pfdk., $c = 4$ m	$p = 6$ Atm.	0,125	7,8	0,125	6,8	0,10	6,2	.	.
	$p = 8$ „	0,10	7,5	0,10	6,3	0,08	5,7	0,06	5,2
	$p = 10$ „	.	.	.	.	0,07	5,3	0,05	4,8
	$p = 12$ „	.	.	.	.	.	.	0,04	4,5

Sämmtliche tabellarische Dampfverbrauchs-Angaben verstehen sich ohne den Leitungsverlust, welcher bei überhitztem Admissionsdampfe lediglich nur aus dem etwaigen Dampflässigkeitsverluste der Leitung besteht.

§ 82.

Calculation über den Einfluss der Drosslung auf den Dampfconsum.

Exacte **Eincylinder-Maschine mit Compression** bis zur Gegendampfspannung:

$O = 0,5$ qm; $c = 2$ m; $m = 0,025$.

(Compressions-Endspannung p_c = der anfängl. Admissionsspannung p_1).*)
Kesselspannung $p_0 = 6,25$ Atm. (absolut).

		Auspuff-Maschine ($p' = 1,15$)			Condens.-Maschine ($p' = 0,20$)			Bemerkungen über die benutzten Rechnungsdaten
$p = 6$	$\frac{l_1}{l} =$	**0,162**	**0,125**	**0,075**	**0,067**	**0,055**	**0,04**	**Drosslung $\vartheta = 0,025$ (ganz unbedeutend), d. h.**
	$f =$	0,469	0,404	0,300	0,281	0,252	0,213	$p_1 = (1 + \vartheta)\, p = 6,15 = p_c$
	$p_i =$	1,526	1,135	0,511	1,123	0,951	0,716	$p_2 = (1 - \vartheta)\, p = 5,85$
	$N_i =$	**204**	**151**	**68**	**150**	**127**	**96**	$\sigma_2 = 3,002$ Kgr.
	$C_i' =$	8,6	8,9	12,0	4,8	4,7	4,5	Für Auspuff: $f' = 1,121$; $f' p' = 1,289$
	$C_i'' =$	3,9	4,4	6,4	3,6	3,8	4,0	Für Condens.:
	$C_i''' =$	0,5	0,5	0,7	0,5	0,6	0,6	$f' = 2,811$; $f' p' = 0,562$.
	$C_i =$	**13,0**	**13,8**	**19,0**	**8,9**	**9,1**	**9,1**	
$p = 4$	$\frac{l_1}{l} =$	**0,4**	**0,3**	**0,175**	**0,15**	**0,125**	**0,092**	**Drosslung $\vartheta = 0,200$ (ziemlich stark), d. h.**
	$f =$	0,692	0,592	0,431	0,394	0,352	0,292	$p_1 = (1 + \vartheta)\, p = 4,8 = p_c$
	$p_i =$	1,540	1,140	0,496	1,123	0,955	0,716	$p_2 = (1 - \vartheta)\, p = 3,2$
	$N_i =$	**205**	**152**	**66**	**150**	**127**	**96**	$\sigma_2 = 1,7035$ Kgr.
	$C_i' =$	11,9	12,1	16,2	6,1	6,0	5,9	Für Auspuff: $f' = 1,068$; $f' p' = 1,228$
	$C_i'' =$	3,4	3,7	5,4	3,2	3,4	3,7	Für Condens.:
	$C_i''' =$	0,5	0,5	0,7	0,5	0,6	0,6	$f' = 2,267$; $f' p' = 0,453$.
	$C_i =$	**15,8**	**15,3**	**22,3**	**9,9**	**9,9**	**10,2**	
$p = 3$	$\frac{l_1}{l} =$	**0,8**	**0,55**	**0,3**	**0,25**	**0,20**	**0,15**	**Drosslung $\vartheta = 0,275$ (sehr stark), d. h.**
	$f =$	0,917	0,780	0,565	0,507	0,443	0,371	$p_1 = (1 + \vartheta)\, p = 3,825 = p_c$
	$p_i =$	1,567	1,157	0,511	1,140	0,948	0,732	$p_2 = (1 - \vartheta)\, p = 2,175$
	$N_i =$	**209**	**154**	**68**	**152**	**127**	**97**	$\sigma_2 = 1,188$ Kgr.
	$C_i' =$	16,4	15,2	18,8	7,0	6,8	6,6	Für Auspuff: $f' = 1,030$; $f' p' = 1,184$
	$C_i'' =$	4,1	3,8	4,8	3,1	3,2	3,5	Für Condens.:
	$C_i''' =$	0,5	0,5	0,7	0,5	0,6	0,6	$f' = 1,904$; $f' p' = 0,381$.
	$C_i =$	**21,0**	**19,5**	**24,2**	**10,7**	**10,6**	**10,7**	

*) Admissions-Endspannung p_2; das hierzu gehörige specif. Gewicht σ_2 (Kgr. pro Cbm.) wurde bei Bestimmung des nutzbaren Dampfverbrauches C_i' zum Anhaltspunkte genommen; würde man σ (zu p gehörig) zum Anhaltspunkte nehmen, so würde sich der Nachtheil der Drosslung (entgegen der Verminderung der Füllung) noch bedeutend **grösser** herausstellen.

	Auspuff-Masch. ($p' = 1{,}15$)			Condens.-Masch. ($p' = 0{,}20$)			Bemerkungen über die benutzten Rechnungsdaten.
Durchschn. $N_i =$	**206**	**152**	**67**	**150**	**127**	**96**	
$p = 6$; $C_i' =$	8,6	8,9	12,0	4,8	4,7	4,5	$\vartheta = 0{,}025$ } Vergleichende Zusammen-
4; „ =	11,9	12,1	16,2	6,1	6,0	5,9	$\vartheta = 0{,}200$ } stellung für den nutzbaren
3; „ =	16,4	15,2	18,8	7,0	6,8	6,6	$\vartheta = 0{,}275$ } Dampfverbrauch C_i' allein.
$p = 6$; $C_i =$	13,0	13,8	19,0	8,9	9,1	9,1	$\vartheta = 0{,}025$ } Vergleichende Zusammen-
4; „ =	15,8	15,3	22,3	9,9	9,9	10,2	$\vartheta = 0{,}200$ } stellung für den summari-
3; „ =	21,0	19,5	24,2	10,7	10,6	10,7	$\vartheta = 0{,}275$ } schen Dampfconsum C_i.

Setzt man in den beiden letzten dreizeiligen Zusammenstellungen die Zahlen der ersten Zeile, d. i. den Dampfverbrauch bei vermiedener Drosslung (u. zw. einmal den nutzbaren C_i', das andere Mal den summarischen C_i) der Einheit gleich, so ergibt sich C_i' und C_i bei ziemlich starker und bei sehr starker Drosslung relativ, wie folgt:

	Auspuff			Condens.			
Durchschn. $N_i =$	**206**	**152**	**67**	**150**	**127**	**96**	
$p = 6$; $C_i' =$	1	1	1	1	1	1	bei vermiedener Drosslung
4; „ =	1,38	1,36	1,35	1,28	1,28	1,30	bei ziemlich starker Drosslung
3; „ =	1,90	1,71	1,57	1,46	1,45	1,44	bei sehr starker Drosslung
$p = 6$; $C_i =$	1	1	1	1	1	1	bei vermiedener Drosslung
4; „ =	1,21	1,12	1,17	1,09	1,09	1,12	bei ziemlich starker Drosslung
3; „ =	1,62	1,42	1,27	1,19	1,17	1,18	bei sehr starker Drosslung
bei $p = 4$ mehr um	30 %	24 %	26 %	19 %	19 %	21 %	} Mehrverbrauch bei ziemlich starker und sehr starker Drosslung (im Mittel von C_i' und C_i)
„ $p = 3$ „ „	76 %	57 %	42 %	33 %	31 %	31 %	} im Vergleiche mit vermiedener Drosslung.

Nach dieser — auf den vorhergehends entwickelten Daten über Drosslung, Compression etc. basierenden — an sich wohl verständlichen Calculation*) hat der ökonomische Nachtheil der Drosslung vom rein mechanistischen Standpunkte beinahe keine Grenze; selbst wenn eine Maschine weit unter der Füllung des kleinsten Dampfverbrauches — also bei bereits (mit abnehmender Füllung) zunehmendem C_i' und C_i — gefüllt werden sollte, so ist diese (scheinbar übertrieben kleine) Füllung doch noch besser, als die gedrosselte Admissionsspannung bei grösserer Füllung.

Diesem rein mechanistischen Standpunkte entgegen, oder vielmehr gleichzeitig mit demselben lässt sich der caloristische Standpunkt geltend machen, wonach die Drosslung als ein Mittel betrachtet wird, den feuchten Admissions-

*) Die Füllungen sind hierbei so gewählt, dass bei allen drei Drosslungsgraden $\vartheta = 0{,}025$, $0{,}200$ und $0{,}275$ (welche bei gleichbleibender absoluter Kesselspannung $p_0 = 6{,}25$ die Werthe $p = 6$, 4 und 3 Atm. involvieren) stets nahezu die gleiche indicierte Leistung (in jeder der vorhandenen sechs Spalten) zum Vorschein komme. Vergl. die letzte Zeile und die „Note" der Tabelle (zur Theor. Tab. F), S. 11, welche (letzte Zeile) für unbedeutende und ganz mangelnde Drosslung linkerseits zu ergänzen wäre und im Ganzen lauten würde wie folgt:

für $\frac{p}{p_0} =$	1	0,96	0,91	0,82	0,73	0,64	0,55	0,46
hat man $\vartheta =$	0	0,025	0,05	0,10	0,15	0,20	0,25	0,30

sodann ist $p_1 = (1 + \vartheta)\, p$ und $p_2 = (1 - \vartheta)\, p$.

dampf mehr oder weniger zu trocknen. Es ist nicht zu bezweifeln, dass durch diesen Umstand der oben nachgewiesene ökonomische Nachtheil der Drosslung um Einiges herabgemindert wird; denn die durch die Drosslung erzeugte Dampfwirblung, beziehungsweise die dieser Wirblung entsprechende lebendige Kraft oder Arbeit kann nicht anders als in Wärme umgesetzt werden. Wie viel (richtiger: wie wenig) aber dieses ausgeben dürfte, mag nach dem Umstande beurtheilt werden, dass dies eben Umwandlung von Arbeit in Wärme bedeutet, ein Vorgang, der bekanntlich zu den ökonomisch undankbarsten Processen der gesammten angewandten Mechanik zu zählen ist!

„Eines dürfte kaum zu bezweifeln sein, dass nämlich die in den letzten Jahren ausgegebene und von Vielen befolgte Parole „Drosslung um jeden Preis“ denn doch ein Missgriff war. Es wäre sehr wünschenswerth, dass über diesen Gegenstand eingehende directe Versuche vorgenommen und veröffentlicht würden, damit in einer für den Maschinenbetrieb so hochwichtigen — in die Betriebsökonomie tief eingreifenden — Angelegenheit jeglicher Zweifel der allgemeinen Ueberzeugung Platz mache.“

Der aus der 1. Auflage ungeändert citierte letzte Absatz veranlasste gleich nach dem Erscheinen derselben (1883) den jetzigen Bau- und Maschinen-Ingenieur Herrn Carl Svoboda (derzeit in Idria, damals in Příbram), an einer Příbramer Aufbereitungs-Antriebsmaschine (des Adalberti-Quetschwerkes) die ersehnten vergleichenden Versuche durchzuführen, und die Versuchsresultate (einschliesslich der betreffenden Indicator-Original-Diagramme) mir zur Verfügung zu stellen.

In Wort und Zahl (ohne die sehr gelungenen Diagramme) lauten die Versuchsdaten und Resultate wie folgt.

Maschine. Zweicylinder-Compound mit Condens. mit geheiztem Receiver und Dampfhemd an beiden Cylindern.

$$D = 0{,}700 \text{ m};\ D' = 0{,}440 \text{ m};\ l = l' = 1{,}000 \text{ m};\ \frac{v}{V} = 0{,}10;\ n = 52;\ c = 1{,}78 \text{ m.}$$

I. Versuch, 18./4. 1883.
Ohne (namhafte) Drosslung.

Kesselspannung $p_o = 7$ Atm.

$$\left.\begin{matrix} p_1 = 6{,}5 \\ p_2 = 5{,}9 \end{matrix}\right\} p = 6{,}2 \text{ Atm.}$$

somit Drosslung $\vartheta = 0{,}05$

$$\frac{l_1'}{l'} = 0{,}18;\ \frac{l_1}{l} = 0{,}07.$$

Ausserdem ergab Indicator u. Rechnung bei $n = 52$ $N_i = 136{,}3$ Pfdk.

Verbraucht wurde in 11 Stunden:

Speisewasser (Dampf) . . . 12 990 Kgr.
Mittelkohle . . . . 2 400 „

Hiernach ergab sich pro indic. Pfdk. und Stunde:

Speisewasser (Dampf) . $C = 8{,}65$ Kgr.
Mittelkohle . . . . 1,60 „

II. Versuch, 19./4. 1883.
Mit (ziemlich starker) Drosslung.

Kesselspannung $p_o = 7$ Atm.

$$\left.\begin{matrix} p_1 = 5{,}4 \\ p_2 = 3{,}6 \end{matrix}\right\} p = 4{,}5 \text{ Atm.}$$

somit Drosslung $\vartheta = 0{,}20$

$$\frac{l_1'}{l'} = 0{,}31;\ \frac{l_1}{l} = 0{,}122.$$

Ausserdem ergab Indicator u. Rechnung bei $n = 52$ $N_i = 122{,}4$ Pfdk.

Verbraucht wurde in 11 Stunden:

Speisewasser (Dampf) . . . 12 730 Kgr.
Mittelkohle . . . . 2 450 „

Hiernach ergab sich pro indic. Pfdk. und Stunde:

Speisewasser (Dampf) . $C_i = 9{,}45$ Kgr.
Mittelkohle . . . . 1,82 „

Mehrverbrauch auf Seite der Drosslung $\left\{\begin{matrix} 9{,}25\% \text{ Dampf,} \\ 13{,}8\% \text{ Kohle.} \end{matrix}\right.$

Die Differenz der ersparten Procente liegt in Beobachtungsfehlern (auf Seite des Dampfes).

Seitdem ist auch anderweitig erkannt worden, dass die Drosslung im Allgemeinen als betriebsschädlich zu bezeichnen ist.

Hiermit erscheint es vollends gerechtfertigt, dass in den vorhergehends in Betracht gezogenen „Tabellen für die Anwendung" durchaus nur eine sehr mässige Drosslung in Rechnung gebracht wurde, in dem Texte jedoch anstatt der alten Devise „Man drossle um jeden Preis, und so viel man kann" die Regel zum Ausdrucke kam: „Man drossle wenig oder gar nicht, und nur so viel, als man muss!" oder aber: „Man drossle nur bei feuchtem Dampfe, der Dampf soll jedoch nicht feucht sein!"

In die Theoretischen Tabellen sind allerdings theilweise auch Daten für stärkere und sehr starke Drosslung, aber nur zu dem Zwecke aufgenommen worden, um diesbetreffende Calculationen zu ermöglichen und eben auch den ökonomischen Nachtheil der Drosslung rechnungsmässig nachweisen zu können.

Wenn in ähnlicher Weise auch an andern (allerdings wenigen) Stellen des Buches einzelne Daten zur Entwicklung kamen, welche für die Anwendung in der Regel nicht unmittelbar benöthigt werden, so mag man diesen kleinen Ballast mit hinnehmen; der Verfasser konnte denselben doch kaum an einem andern Orte deponieren, woher derselbe bei einer eventuellen künftigen Auflage des Buches nach Bedarf anstandslos hervorgeholt werden könnte.

TABELLEN

zu dem

theoretischen Theile

des Hilfsbuches.

Bemerkung.

Diese dem theoretischen Theile des Hilfsbuches angehörigen Tabellen sind behufs möglichster Bequemlichkeit des Gebrauches besonders und zwar mit **fetten** Ziffern paginiert, und auch bei Berufungen im Texte durch **fett** gedruckte Seitenzahlen gekennzeichnet.

Dieselben umfassen drei Abtheilungen, und zwar:

Erste Abtheilung: Theoretische Tabellen (im engeren Sinne), diejenigen Angaben und theoretischen Resultate für **alle** Maschinen-Gattungen enthaltend, welche der eigentlichen Dampfmaschinen-Ausmittlung mittelst der nachfolgenden Tabellen (2. und 3. Abtheilung) zugrunde liegen.

Zweite Abtheilung: Tabellen für die Anwendung (ausschliesslich der Maschinen mit hohem Dampfdruck), die älteren Maschinengattungen (alle Eincylinder-Maschinen und die Zweicylinder-Condens.-Maschinen) betreffend, und hiemit Dampfspannungen von höchstens 9 oder 10 Atmosphären berücksichtigend.

Dritte Abtheilung: Special-Tabellen für die Anwendung bei Maschinen mit hohem Dampfdruck (7 bis 14 Atmosphären), welche die Zweicylinder-Auspuff-Maschinen und die Dreicylinder-Condens.-Maschinen betreffen. Die Ausscheidung und specielle Anführung dieser Tabellen war durch wesentliche Umstände geboten und wird auch beim Gebrauche als wohlthuend anerkannt werden.

Erste Abtheilung der Tabellen.

Theoretische Tabellen.

Theor. Tab. A.

Dampfvertheilung mittelst des Muschelschiebers*) — bei Coulissensteuerung auch für den Nullpunkt der Coulisse.

(Const. lineares Voreilen; 2ϱ grösster Schieberhub).

α. Die äussere Deckung (Einlass-Schieber) betreffend.

Zeile	Voreil-Winkel δ	$\xi_o = \varrho \sin\delta = e + v_e = i + v_i$	Aeussere Deckung e	Aeusseres lineares Voreilen v_e	Bei dem vollen Schieberhube		Bei dem kleinsten Schieberhube (Nullpunkt)	
					$\frac{l_1}{l}$ max.	$\frac{l_4}{l}$ max.	$\frac{l_1}{l}$ min.	$\frac{l_4}{l}$ min.
a	30°	$0{,}500\,\varrho$	$0{,}40\,\varrho$	$0{,}100\,\varrho$	0,797	0,997	0,100	0,900
b			$0{,}45\,\varrho$	$0{,}050\,\varrho$	0,774	0,999	0,050	0,950
a'	25°	$0{,}423\,\varrho$	$0{,}327\,\varrho$	$0{,}096\,\varrho$	0,859	0,997	0,113	0,887
b'			$0{,}377\,\varrho$	$0{,}046\,\varrho$	0,840	0,999	0,054	0,946
a''	20°	$0{,}342\,\varrho$	$0{,}25\,\varrho$	$0{,}092\,\varrho$	0,912	0,998	0,135	0,865
b''			$0{,}30\,\varrho$	$0{,}042\,\varrho$	0,897	$0{,}999_5$	0,061	0,939

β. Die innere Deckung (Auslass-Schieber) betreffend.

Zeile	Voreil-Winkel δ	$\xi_o = \varrho \sin\delta = e + v_e = i + v_i$	Innere Deckung i	Inneres lineares Voreilen v_i	Bei dem vollen Schieberhube		Bei dem kleinsten Schieberhube (Nullpunkt)	
					$\frac{l_2}{l}$ max.	$\frac{l_3}{l}$ max.	$\frac{l_2}{l}$ min.	$\frac{l_3}{l}$ min.
c	30°	$0{,}500\,\varrho$	0	$0{,}500\,\varrho$	0,933	0,933	0,500	0,500
d			$0{,}1\,\varrho$	$0{,}400\,\varrho$	0,906	0,956	0,400	0,600
c'	25°	$0{,}423\,\varrho$	0	$0{,}423\,\varrho$	0,953	0,953	0,500	0,500
d'			$0{,}1\,\varrho$	$0{,}323\,\varrho$	0,930	0,972	0,382	0,618
c''	20°	$0{,}342\,\varrho$	0	$0{,}342\,\varrho$	0,970	0,970	0,500	0,500
d''			$0{,}1\,\varrho$	$0{,}242\,\varrho$	0,950	0,985	0,354	0,646

Note. Die Zeilen a, b, c, d sind bei einem Schieber (für Einlass und Auslass zugleich) zusammengehörig; ebenso die Zeilen a', b', c', d' und a'', b'', c'', d''. Bei getrennten Einlass- und Auslass-Schiebern lässt sich auch a oder b mit c' oder d' etc. combiniren.

*) Das Analoge gilt auch für Ventilsteuerung.

B. Tabellen zur Beurtheilung der Dampfvertheilung und Dampf- mit verschiedener Einrichtung

1. Voreilwinkel $\delta = 30^\circ$.

a) grosses lineares Voreilen:

$e = 0{,}4\ \varrho;\ i = 0;\ v_a = 0{,}1\ \varrho;\ v_i = 0{,}5\ \varrho$

(am Nullpunkte $p' = 0{,}2277\ p$).

Füll. $\frac{l_1}{l} =$	0,7968 (Max.)	0,7	0,6	0,5	0,4	0,333	0,3	0,25	0,20	0,15	0,125	0,10 (Nullpunkt)
$\delta_i =$	30°	37° 22′	44° 25′	51° 20′	58° 31′	63° 40′	66° 25′	70° 54′	75° 58′	82° 2′	85° 41′	90°
$\varrho_i =$	ϱ	0,8238 ϱ	0,7144 ϱ	0,6404 ϱ	0,5863 ϱ	0,5579 ϱ	0,5456 ϱ	0,5291 ϱ	0,5154 ϱ	0,5049 ϱ	0,5014 ϱ	0,5000 ϱ
$\frac{l_2}{l} = \frac{l_3}{l} =$	0,9330	0,8974	0,8571	0,8124	0,7611	0,7218	0,7000	0,6636	0,6212	0,5693	0,5376	0,5000
$\frac{l_4}{l} =$	0,9969	0,9947	0,9918	0,9878	0,9818	0,9759	0,9720	0,9643	0,9529	0,9346	0,9204	0,9000
$\varepsilon =$	1,1608	1,2632	1,3956	1,5680	1,8024	2,0135	2,1428	2,3781	2,6848	3,0965	3,3577	3,6667
$\frac{1}{\varepsilon} =$	0,8614	0,7916	0,7166	0,6378	0,5548	0,4966	0,4667	0,4205	0,3725	0,3229	0,2978	0,2727
$\varepsilon_1 =$	2,2034	2,7594	3,3144	3,8200	4,2361	4,4292	4,4873	4,5088	4,4160	4,1654	3,9537	3,6667
$f_m =$	0,9364	0,8942	0,8410	0,7765	0,6982	0,6370	0,6031	0,5476	0,4857	0,4161	0,3778	0,3368
$f'_m =$	0,0335	0,0513	0,0715	0,0938	0,1195	0,1391	0,1500	0,1682	0,1894	0,2154	0,2312	0,2500
$f_v =$	1,0384	1,0758	1,1263	1,1883	1,2623	1,3178	1,3470	1,3922	1,4362	1,4736	1,4855	1,4877
$f'_v =$	0,0017	0,0029	0,0045	0,0067	0,0100	0,0133	0,0154	0,0196	0,0259	0,0360	0,0438	0,0550
$f = f_m - f'_v =$	0,9347	0,8913	0,8365	0,7698	0,6882	0,6237	0,5877	0,5279	0,4598	0,3801	0,3340	0,2818
$f' = f_v - f'_m =$	1,0049	1,0245	1,0548	1,0945	1,1429	1,1787	1,1970	1,2240	1,2468	1,2583	1,2543	1,2377

b) kleines lineares Voreilen:

$e = 0{,}45\ \varrho;\ i = 0;\ v_a = 0{,}05\ \varrho;\ v_i = 0{,}5\ \varrho$

(am Nullpunkte $p' = 0{,}1514\ p$).

Füll. $\frac{l_1}{l} =$	0,7741 (Max.)	0,7	0,6	0,5	0,4	0,333	0,3	0,25	0,20	0,15	0,125	0,10	0,05 (Nullpunkt)
$\delta_i =$	30°	35° 11′	41° 42′	48° 01′	54° 27′	59°	61° 23′	65° 13′	69° 27′	74° 21′	77° 13′	80° 32′	90°
$\varrho_i =$	ϱ	0,8678 ϱ	0,7516 ϱ	0,6726 ϱ	0,6145 ϱ	0,5833 ϱ	0,5696 ϱ	0,5507 ϱ	0,5340 ϱ	0,5193 ϱ	0,5127 ϱ	0,5069 ϱ	0,5000 ϱ
$\frac{l_2}{l} = \frac{l_3}{l} =$	0,9330	0,9087	0,8733	0,8345	0,7907	0,7575	0,7395	0,7096	0,6755	0,6349	0,6106	0,5822	0,5000
$\frac{l_4}{l} =$	0,9992	0,9988	0,9982	0,9972	0,9959	0,9945	0,9936	0,9918	0,9890	0,9845	0,9810	0,9757	0,9500
$\varepsilon =$	1,1928	1,2783	1,4205	1,6082	1,8682	2,1067	2,2557	2,5320	2,9020	3,4245	3,7750	4,2146	5,5000
$\frac{1}{\varepsilon} =$	0,8383	0,7823	0,7040	0,6218	0,5353	0,4747	0,4433	0,3950	0,3446	0,2920	0,2649	0,2373	0,1818
$\varepsilon_1 =$	2,3032	2,7598	3,4112	4,0815	4,7929	5,2704	5,5053	5,8489	6,1393	6,3374	6,3668	6,2961	5,5000
$f_m =$	0,9302	0,8978	0,8454	0,7815	0,7035	0,6422	0,6082	0,5524	0,4901	0,4196	0,3807	0,3388	0,2444
$f'_m =$	0,0335	0,0457	0,0634	0,0828	0,1047	0,1213	0,1303	0,1452	0,1623	0,1826	0,1947	0,2089	0,2500
$f_v =$	1,0414	1,0683	1,1152	1,1742	1,2486	1,3083	0,3414	1,3973	1,4602	1,5321	1,5718	1,6131	1,6826
$f'_v =$	0,0004	0,0007	0,0010	0,0015	0,0023	0,0030	0,0035	0,0045	0,0061	0,0085	0,0105	0,0134	0,0275
$f = f_m - f'_v =$	0,9297	0,8972	0,8444	0,7799	0,7012	0,6391	0,6047	0,5479	0,4840	0,4110	0,3702	0,3255	0,2169
$f' = f_v - f'_m =$	1,0079	1,0226	1,0518	1,0915	1,1439	1,1870	1,2112	1,2521	1,2980	1,3495	1,3771	1,4042	1,4326

$\vartheta = 0{,}1;\ m = 0{,}05.$

wirkung bei Maschinen mit **Coulissen**-Steuerung nach Gooch etc.
des Vertheilungsschiebers.

2. Voreilwinkel $\delta = 20^0$.

a) **grosses** lineares Voreilen:

$e = 0{,}25\ \varrho;\ i = 0;\ v_e = 0{,}092\ \varrho;\ v_i = 0{,}342\ \varrho$

(am Nullpunkte $p' = 0{,}2806\ p$).

Füll. $\frac{l_1}{l} =$	0,9121 (Max.)	0,8	0,7	0,6	0,5	0,4	0,333	0,3	0,25	0,20	0,15	0,1345 (Nullpunkt)
$\delta_i =$	20⁰	31⁰ 1′	39⁰ 1′	46⁰ 28′	53⁰ 50′	61⁰ 33′	67⁰ 8′	70⁰ 9′	75⁰ 4′	80⁰ 42′	87⁰ 31′	90⁰
$\varrho_i =$	ϱ	0,6637 ϱ	0,5433 ϱ	0,4717 ϱ	0,4236 ϱ	0,3890 ϱ	0,3712 ϱ	0,3636 ϱ	0,3540 ϱ	0,3466 ϱ	0,3423 ϱ	0,3420 ϱ
$\frac{l_2}{l} = \frac{l_3}{l} =$	0,9698	0,9285	0,8885	0,8444	0,7950	0,7382	0,6943	0,6698	0,6288	0,5808	0,5217	0,5000
$\frac{l_4}{l} =$	0,9977	0,9940	0,9897	0,9841	0,9764	0,9650	0,9539	0,9466	0,9324	0,9119	0,8796	0,8655
$\varepsilon =$	1,0600	1,1512	1,2513	1,3760	1,5364	1,7516	1,9418	2,0566	2,2627	2,5232	2,8585	2,9810
$\frac{1}{\varepsilon} =$	0,9434	0,8687	0,7992	0,7267	0,6509	0,5709	0,5150	0,4863	0,4420	0,3963	0,3498	0,3355
$\varepsilon_1 =$	1,5335	2,1696	2,6783	3,1198	3,4647	3,6683	3,7014	3,6770	3,5816	3,3976	3,1003	2,9810
$f_m =$	0,9753	0,9357	0,8915	0,8376	0,7726	0,6941	0,6331	0,5994	0,5443	0,4830	0,4144	0,3913
$f'_m =$	0,0151	0,0358	0,0558	0,0778	0,1025	0,1309	0,1529	0,1651	0,1856	0,2096	0,2392	0,2500
$f_v =$	1,0095	1,0392	1,0787	1,1290	1,1886	1,2546	1,3002	1,3224	1,3531	1,3767	1,3846	1,3813
$f'_v =$	0,0013	0,0033	0,0057	0,0088	0,0130	0,0193	0,0254	0,0294	0,0372	0,0485	0,0662	0,0740
$f = f_m - f'_v =$	0,9741	0,9324	0,8858	0,8289	0,7596	0,6749	0,6078	0,5700	0,5072	0,4346	0,3482	0,3174
$f' = f_v - f'_m =$	0,9944	1,0034	1,0229	1,0512	1,0861	1,1237	1,1474	1,1573	1,1675	1,1671	1,1454	1,1313

b) **kleines** lineares Voreilen:

$e = 0{,}3\ \varrho;\ i = 0;\ v_e = 0{,}042\ \varrho;\ v_i = 0{,}342\ \varrho$

(am Nullpunkte $p' = 0{,}1687\ p$).

Füll. $\frac{l_1}{l} =$	0,8969 (Max.)	0,8	0,7	0,6	0,5	0,4	0,333	0,3	0,25	0,20	0,15	0,10	0,0614 (Nullpunkt)
$\delta_i =$	20⁰	28⁰ 26′	35⁰ 40′	42⁰ 17′	48⁰ 45′	55⁰ 21′	60⁰ 1′	62⁰ 30′	66⁰ 28′	70⁰ 53′	76⁰ 4′	82⁰ 40′	90⁰
$\varrho_i =$	ϱ	0,7183 ϱ	0,5866 ϱ	0,5083 ϱ	0,4549 ϱ	0,4157 ϱ	0,3948 ϱ	0,3856 ϱ	0,3730 ϱ	0,3620 ϱ	0,3524 ϱ	0,3448 ϱ	0,3420 ϱ
$\frac{l_2}{l} = \frac{l_3}{l} =$	0,9698	0,9397	0,9062	0,8699	0,8297	0,7843	0,7499	0,7309	0,6996	0,6637	0,6204	0,5638	0,5000
$\frac{l_4}{l} =$	0,9995	0,9989	0,9982	0,9972	0,9957	0,9936	0,9915	0,9901	0,9873	0,9831	0,9763	0,9629	0,9386
$\varepsilon =$	1,0771	1,1643	1,2749	1,4153	1,5995	1,8540	2,0869	2,2312	2,4987	2,8548	3,3520	4,0921	4,9371
$\frac{1}{\varepsilon} =$	0,9284	0,8589	0,7843	0,7066	0,6252	0,5394	0,4792	0,4482	0,4002	0,3503	0,2984	0,2444	0,2025
$\varepsilon_1 =$	1,5861	2,1585	2,7761	3,4110	4,0571	4,7110	5,1300	5,3272	5,5884	5,7742	5,8290	5,5820	4,9371
$f_m =$	0,9728	0,9397	0,8971	0,8445	0,7804	0,7024	0,6411	0,6071	0,5513	0,4891	0,4187	0,3382	0,2671
$f'_m =$	0,0151	0,0301	0,0469	0,0651	0,0852	0,1079	0,1251	0,1346	0,1502	0,1682	0,1898	0,2181	0,2500
$f_v =$	1,0110	1,0344	1,0704	1,1183	1,1787	1,2539	1,3137	1,3471	1,4018	1,4624	1,5294	1,5973	1,6327
$f'_v =$	0,0003	0,0006	0,0010	0,0015	0,0024	0,0035	0,0047	0,0055	0,0070	0,0093	0,0130	0,0204	0,0338
$f = f_m - f'_v =$	0,9725	0,9391	0,8961	0,8430	0,7780	0,6989	0,6364	0,6016	0,5443	0,4798	0,4056	0,3178	0,2333
$f' = f_v - f'_m =$	0,9960	1,0043	1,0235	1,0532	1,0935	1,1460	1,1886	1,2125	1,2516	1,2943	1,3396	1,3792	1,3827

$\vartheta = 0{,}1;\ m = 0{,}05.$

C. Durchschnitts-Tabelle zur Beurtheilung **der Dampfvertheilung und Dampfwirkung** bei Maschinen mit **Coulissen**-Steuerung nach Gooch etc. mit mittelgrossem Voreilwinkel und linearem Voreilen.

Berechnet für $\delta = 25^0$; $e = 0{,}85\ \varrho$; $i = 0$; $v_e = 0{,}0726\ \varrho$; $v_i = 0{,}4226\ \varrho$ (am Nullpunkte $p' = 0{,}2061\ p$).

Füllung $\frac{l_1}{l}$ =	0,8	0,7	0,6	0,5	0,4	0,333	0,3	0,25	0,20	0,15	0,125	0,10	0,0859 (Nullpunkt)
δ_i =	29° 15′	36° 44′	43° 37′	50° 22′	57° 20′	62° 18′	64° 57′	69° 15′	74° 5′	79° 49′	83° 16′	87° 19′	90°
ϱ_i =	0,8649 ϱ	0,7066 ϱ	0,6126 ϱ	0,5488 ϱ	0,5020 ϱ	0,4773 ϱ	0,4665 ϱ	0,4519 ϱ	0,4395 ϱ	0,4294 ϱ	0,4256 ϱ	0,4231 ϱ	0,4226 ϱ
$\frac{l_2}{l} = \frac{l_3}{l}$ =	0,9362	0,9007	0,8620	0,8189	0,7699	0,7324	0,7117	0,6771	0,6371	0,5884	0,5586	0,5234	0,5000
$\frac{l_4}{l}$ =	0,9978	0,9960	0,9941	0,9913	0,9869	0,9827	0,9798	0,9742	0,9659	0,9524	0,9418	0,9263	0,9141
ε =	1,160	1,268	1,403	1,580	1,822	2,041	2,176	2,424	2,748	3,192	3,478	3,823	4,047
$\frac{1}{\varepsilon}$ =	0,8619	0,7889	0,7127	0,6330	0,5489	0,4899	0,4595	0,4126	0,3638	0,3133	0,2875	0,2616	0,2471
ε_1 =	2,179	2,767	3,366	3,933	4,441	4,716	4,820	4,916	4,906	4,727	4,539	4,258	4,047
f_m =	0,9385	0,8953	0,8424	0,7780	0,6998	0,6385	0,6046	0,5490	0,4869	0,4169	0,3784	0,3371	0,3125
f_m' =	0,0319	0,0496	0,0690	0,0905	0,1151	0,1338	0,1441	0,1614	0,1814	0,2058	0,2207	0,2383	0,2500
f_v =	1,0363	1,0739	1,1238	1,1859	1,2612	1,3192	1,3505	1,4002	1,4517	1,5010	1,5217	1,5351	1,5370
f_v' =	0,0012	0,0022	0,0032	0,0048	0,0072	0,0095	0,0111	0,0142	0,0188	0,0262	0,0320	0,0405	0,0472
$f = f_m - f_v'$ =	0,9372	0,8931	0,8392	0,7732	0,6926	0,6289	0,5935	0,5348	0,4681	0,3907	0,3464	0,2966	0,2653
$f' = f_v - f_m'$ =	1,0045	1,0242	1,0548	1,0954	1,1461	1,1854	1,2064	1,2388	1,2702	1,2952	1,3010	1,2968	1,2870

Note. Die Emissions-Spannung p' nehmen wir bei grösseren Füllungen je nach der absol. Admissions-Spannung p an, wie folgt:

für p =	2½	3	3½	4	4½	5	6	7	8	9	10	Kgr. od. Atmosph.
p' =	1,125	1,140	1,155	1,170	1,185	1,20	1,23	1,26	1,29	1,32	1,35	„ „ „ (für Auspuff-M.)

$\vartheta = 0{,}1$; $m = 0{,}05$.

Theor. Tab. D.

Werthe der mittleren (förderlichen) Hinterdampfspannung p_m

mit unterhalb angesetzten (eingeklammerten) Werthen

der mittleren (hinderlichen) Vorderdampfspannung p_v

bei Auspuff-Maschinen mit **Coulissen**-Steuerung.

(Entsprechend der Einrichtung nach der linksseitigen Tabelle.)

Füllung $\frac{l_1}{l}$ =	0,8	0,7	0,6	0,5	0,4	0,333	0,3	0,25	0,20	0,15	0,125	0,10	0,0859 (Nullpunkt)
p = 3	2,852 (1,185)	2,743 (1,231)	2,606 (1,291)	2,437 (1,366)	2,231 (1,459)	2,068 (1,533)	1,978 (1,573)	1,828 (1,611)	.	.	.	.	.
3½	3,322 (1,201)	3,191 (1,248)	3,028 (1,309)	2,828 (1,387)	2,582 (1,482)	2,389 (1,557)	2,282 (1,599)	2,105 (1,644)	.	.	.	.	.
4	3,792 (1,217)	3,639 (1,265)	3,450 (1,328)	3,218 (1,407)	2,934 (1,505)	2,711 (1,582)	2,587 (1,625)	2,383 (1,676)	2,148 (1,677)	.	.	.	.
4½	4,261 (1,234)	4,088 (1,283)	3,872 (1,346)	3,608 (1,427)	3,285 (1,527)	3,032 (1,606)	2,891 (1,650)	2,660 (1,709)	2,397 (1,732)	.	.	.	.
p = 5	4,731 (1,250)	4,536 (1,300)	4,295 (1,365)	3,999 (1,447)	3,637 (1,549)	3,353 (1,631)	3,196 (1,676)	2,937 (1,742)	2,646 (1,788)	2,316 (1,822)	2,133 (1,824)	.	.
5½	5,201 (1,266)	4,984 (1,317)	4,717 (1,383)	4,389 (1,467)	3,989 (1,572)	3,674 (1,655)	3,500 (1,702)	3,215 (1,775)	2,895 (1,843)	2,536 (1,913)	2,337 (1,944)	2,127 (1,979)	2,002 (2,002)
6	5,670 (1,282)	5,433 (1,334)	5,139 (1,402)	4,779 (1,487)	4,340 (1,594)	3,996 (1,680)	3,805 (1,728)	3,493 (1,807)	3,145 (1,898)	2,755 (2,003)	2,542 (2,064)	2,316 (2,136)	2,184 (2,184)
6½	6,140 (1,298)	5,881 (1,351)	5,561 (1,420)	5,170 (1,508)	4,692 (1,617)	4,317 (1,704)	4,109 (1,754)	3,770 (1,841)	3,393 (1,949)	2,973 (2,090)	2,745 (2,177)	2,505 (2,286)	2,366 (2,366)
p = 7	6,610 (1,314)	6,330 (1,369)	5,984 (1,438)	5,560 (1,528)	5,044 (1,639)	4,638 (1,729)	4,414 (1,779)	4,048 (1,874)	3,642 (2,001)	3,192 (2,176)	2,948 (2,290)	2,694 (2,436)	2,548 (2,548)
8	7,549 (1,346)	7,226 (1,403)	6,828 (1,475)	6,341 (1,568)	5,747 (1,684)	5,281 (1,778)	5,023 (1,831)	4,603 (1,941)	4,139 (2,103)	3,629 (2,349)	3,355 (2,516)	3,071 (2,737)	2,912 (2,912)
9	8,488 (1,378)	8,123 (1,437)	7,672 (1,512)	7,122 (1,609)	6,450 (1,729)	5,923 (1,827)	5,632 (1,883)	5,158 (2,008)	4,637 (2,205)	4,066 (2,521)	3,762 (2,742)	3,449 (3,037)	3,276 (3,276)
10	9,428 (1,411)	9,020 (1,472)	8,517 (1,549)	7,902 (1,649)	7,153 (1,775)	6,566 (1,876)	6,241 (1,934)	5,713 (2,074)	5,134 (2,308)	4,502 (2,694)	4,168 (2,968)	3,826 (3,337)	3,640 (3,640)

$p_m = f_m p + f'_m p'$; $p_v = f_v p' + f'_v p$

E.

Tabelle zur Beurtheilung der **Dampfvertheilung und Dampfwirkung** bei Maschinen mit **separater Einlass-Coulisse.**

1.

Einlass-Schieber: $\delta = 30^0$, $e = 0{,}45\ \varrho$, $v_e = 0{,}05\ \varrho$

Auslass-Schieber: $\delta = 30^0$, $i = 0$, $v_i = 0{,}5\ \varrho$, $\frac{l_2}{l} = \frac{l_3}{l} = 0{,}933$

Füllung $\frac{l_1}{l}$ =	0,7741	0,7	0,6	0,5	0,4	0,333	0,3	0,25	0,20	0,15	0,125	0,10
$\frac{l_4}{l}$ =	0,9992	0,9988	0,9982	0,9972	0,9959	0,9945	0,9936	0,9918	0,9890	0,9845	0,9810	0,9757
ε =	1,193	1,311	1,512	1,787	2,184	2,565	2,809	3,277	3,932	4,915	5,617	6,553
$\frac{1}{\varepsilon}$ =	0,8384	0,7630	0,6612	0,5595	0,4578	0,3899	0,3561	0,3052	0,2543	0,2035	0,1780	0,1526
ε_1 =	2,303	2,285	2,259	2,216	2,163	2,108	2,075	2,010	1,918	1,786	1,695	1,575
f_m =	0,9302	0,9057	0,8619	0,8043	0,7303	0,6700	0,6361	0,5797	0,5157	0,4428	0,4022	0,3584
f'_m =	0,0335	0,0335	0,0335	0,0335	0,0335	0,0335	0,0335	0,0335	0,0335	0,0335	0,0335	0,0335
f_v =	1,0413	1,0410	1,0401	1,0387	1,0372	1,0353	1,0342	1,0319	1,0283	1,0229	1,0187	0,0125
f'_v =	0,0004	0,0007	0,0010	0,0015	0,0023	0,0030	0,0035	0,0045	0,0060	0,0085	0,0105	0,0134
$f = f_m - f'_v$ =	0,9298	0,9050	0,8609	0,8028	0,7280	0,6670	0,6326	0,5752	0,5097	0,4343	0,3917	0,3450
$f' = f_v - f'_m$ =	1,0078	1,0075	1,0066	1,0052	1,0037	1,0018	1,0007	0,9984	0,9948	0,9894	0,9852	0,9790

2.

Einlass-Schieber: $\delta = 20^0$, $e = 0{,}3\ \varrho$, $v_e = 0{,}042\ \varrho$

Auslass-Schieber: $\delta = 25^0$, $i = 0{,}1\ \varrho$, $v_i = 0{,}323\ \varrho$, $\frac{l_2}{l} = 0{,}930$; $\frac{l_3}{l} = 0{,}972$

Füllung $\frac{l_1}{l}$ =	0,8	0,7	0,6	0,5	0,4	0,333	0,3	0,25	0,20	0,15	0,125	0,10
$\frac{l_4}{l}$ =	0,9989	0,9982	0,9972	0,9957	0,9936	0,9915	0,9901	0,9873	0,9831	0,9763	0,9709	0,9629
ε =	1,202	1,363	1,572	1,858	2,261	2,666	2,920	3,407	4,088	5,110	5,840	6,813
$\frac{1}{\varepsilon}$ =	0,8317	0,7339	0,6360	0,5382	0,4403	0,3751	0,3425	0,2935	0,2446	0,1957	0,1712	0,1468
ε_1 =	2,348	2,317	2,273	2,210	2,128	2,051	2,002	1,914	1,794	1,628	1,517	1,378
f_m =	0,9515	0,9181	0,8728	0,8135	0,7378	0,6764	0,6419	0,5847	0,5199	0,4461	0,4051	0,3609
f'_m =	0,0140	0,0140	0,0140	0,0140	0,0140	0,0140	0,0140	0,0140	0,0140	0,0140	0,0140	0,0140
f_v =	1,0441	1,0432	1,0418	1,0400	1,0371	1,0345	1,0325	1,0291	1,0238	1,0155	1,0093	1,0004
f'_v =	0,0006	0,0010	0,0015	0,0024	0,0035	0,0047	0,0054	0,0070	0,0093	0,0130	0,0160	0,0204
$f = f_m - f'_v$ =	0,9509	0,9171	0,8713	0,8111	0,7343	0,6717	0,6365	0,5777	0,5106	0,4331	0,3891	0,3405
$f' = f_v - f'_m$ =	1,0301	1,0292	1,0278	1,0260	1,0231	1,0205	1,0185	1,0151	1,0098	1,0015	0,9953	0,9864

Theor. Tab. E'.

Durchschnittswerthe aus der linksseitigen Doppeltabelle für Maschinen mit separater Einlass-Coulisse.

Füllung $\frac{l_1}{l}$ =	0,8	0,7	0,6	0,5	0,4	0,333	0,3	0,25	0,20	0,15	0,125	0,10
$\frac{l_4}{l}$ =	0,9990	0,9985	0,9977	0,9965	0,9948	0,9930	0,9919	0,9896	0,9861	0,9804	0,9760	0,9693
ε =	1,18	1,34	1,54	1,82	2,23	2,62	2,86	3,34	4,01	5,01	5,73	6,68
$\frac{1}{\varepsilon}$ =	0,848	0,748	0,649	0,549	0,449	0,382	0,349	0,299	0,249	0,200	0,175	0,150
ε_1 =	2,329	2,301	2,266	2,213	2,145	2,080	2,039	1,962	1,856	1,707	1,606	1,476
f_m =	0,9452	0,9119	0,8674	0,8089	0,7341	0,6732	0,6390	0,5822	0,5178	0,4445	0,4037	0,3597
f'_m =	0,0238	0,0238	0,0238	0,0238	0,0238	0,0238	0,0238	0,0238	0,0238	0,0238	0,0238	0,0238
f_v =	1,0428	1,0421	1,0410	1,0394	1,0372	1,0349	1,0334	1,0305	1,0261	1,0192	1,0140	1,0065
f'_v =	0,0005	0,0009	0,0013	0,0020	0,0029	0,0039	0,0045	0,0058	0,0077	0,0108	0,0133	0,0169
$f = f_m - f'_v$ =	0,9447	0,9111	0,8661	0,8070	0,7312	0,6694	0,6346	0,5765	0,5102	0,4337	0,3904	0,3428
$f' = f_v - f'_m$ =	1,0190	1,0184	1,0172	1,0156	1,0134	1,0112	1,0096	1,0068	1,0023	0,9955	0,9903	0,9827

Note. Die Emissions-Spannung p' nehmen wir bei den Auspuff-Maschinen mit separater Einlass-Coulisse je nach der absoluten Admissions-Spannung p an, wie folgt:

für p =	$2\frac{1}{2}$	3	$3\frac{1}{2}$	4	$4\frac{1}{2}$	5	6	7	8	9	10	Kgr. od. Atmosph.
p' =	1,10	1,11	1,12	1,13	1,14	1,15	1,17	1,19	1,21	1,23	1,25	„ „

Theor. Tab. F.

Tabelle zur Beurtheilung der Dampfvertheilung und Dampfwirkung bei Eincylinder-Maschinen mit Expansions-Steuerung für verschiedene Grössen des schädl. Raumes (m) bei mässiger Drosslung ($\vartheta = 0$ bis 0,10).

$\frac{l_1}{l} = 0{,}94$; $\frac{l_2}{l} = 0{,}96$; $\frac{l_4}{l} = 0{,}998$.

Füllung $\frac{l_1}{l}$	Wahre Expansionsgrade ε nebst $\frac{1}{\varepsilon}$ für						Werthe des Spannungs-Coëfficienten f für									Füllung $\frac{l_1}{l}$
	$m = 0{,}05$		$m = 0{,}035$		$m = 0{,}025$		$m = 0{,}05$		$m = 0{,}035$			$m = 0{,}025$				
	ε	$\frac{1}{\varepsilon}$	ε	$\frac{1}{\varepsilon}$	ε	$\frac{1}{\varepsilon}$	$\vartheta = 0{,}1$	$\vartheta = 0{,}05$	$\vartheta = 0{,}1$	$\vartheta = 0{,}075$	$\vartheta = 0{,}05$	$\vartheta = 0{,}1$	$\vartheta = 0{,}05$	$\vartheta = 0{,}025$	$\vartheta = 0$	
0,8	1,188	0,842	1,192	0,839	1,194	0,838	0,946	0,954	0,946	0,950	0,954	0,946	0,954	.	.	0,8
0,7	1,347	0,743	1,354	0,739	1,359	0,736	0,913	0,925	0,913	0,919	0,924	0,912	0,924	.	.	0,7
0,6	1,554	0,644	1,567	0,638	1,576	0,635	0,868	0,883	0,867	0,875	0,882	0,866	0,881		.	0,6
0,5	1,836	0,545	1,860	0,538	1,876	0,533	0,809	0,827	0,807	0,816	0,825	0,806	0,823	0,838	0,846	0,5
0,4	2,244	0,446	2,287	0,437	2,318	0,432	0,734	0,753	0,731	0,740	0,749	0,728	0,747	0,761	0,770	0,4
0,333	2,635	0,380	2,702	0,370	2,749	0,364	0,673	0,692	0,668	0,678	0,687	0,665	0,683	0,697	0,706	0,333
0,3	2,886	0,347	2,970	0,337	3,031	0,330	0,639	0,658	0,633	0,643	0,652	0,629	0,648	0,661	0,670	0,3
0,25	3,367	0,297	3,491	0,286	3,582	0,279	0,582	0,600	0,575	0,584	0,593	0,570	0,588	0,600	0,609	0,25
0,20	4,040	0,248	4,234	0,236	4,378	0,228	0,517	0,535	0,508	0,517	0,526	0,502	0,519	0,530	0,539	0,20
0,15	5,050	0,198	5,378	0,186	5,629	0,178	0,444	0,460	0,432	0,440	0,448	0,424	0,430	0,449	0,457	0,15
0,125	5,772	0,173	6,219	0,161	6,567	0,152	0,403	0,418	0,390	0,397	0,405	0,381	0,394	0,404	0,411	0,125
0,10	6,733	0,149	7,370	0,136	7,880	0,127	0,359	0,373	0,344	0,351	0,358	0,333	0,346	0,355	0,361	0,10
0,07	8,417	0,119	9,476	0,106	10,368	0,097	0,301	0,314	0,283	0,289	0,295	0,271	0,282	0,289	0,294	0,07
0,05	10,100	0,099	11,706	0,085	13,133	0,076	0,259	0,270	0,239	0,244	0,249	0,224	0,234	0,240	0,245	0,05
0,04	11,222	0,089	13,267	0,075	15,154	0,066	0,236	0,249	0,215	.	.	0,199	0,208	0,213	0,218	0,04
	$\varepsilon_1 = 2{,}116$		$\varepsilon_1 = 2{,}567$		$\varepsilon_1 = 3{,}148$		$f' = 1{,}018$; $f_v = 1{,}033$		$f' = 1{,}024$; $f_v = 1{,}044$			$f' = 1{,}031$; $f_v = 1{,}051$				
							$f_m = f + 0{,}001$; ($f'_m = 0{,}020$; $f'_v = 0{,}001$).									

Note. Für Auspuff $p' = 1{,}13$; $f'p' = 1{,}15$
„ Condens. $p' = 0{,}21$; $f'p' = 0{,}22$

Note. Die Angaben über ε_1; f' etc. unterhalb der Tabelle gelten für Maschinen mit der unvermeidlichen (unbedeutenden) Compression; für solche mit bedeutender Compression sind die analogen Angaben in der folgenden Theor. Tab. F' und F'' angeführt.

Zur theor. Tab. F.

Werthe des Spannungs-Coëfficienten f für Eincylinder-Maschinen mit Expansions-Steuerung bei **starker Drosslung** ($\vartheta = 0{,}1$ bis $0{,}3$).

Füllung $\frac{l_1}{l}$	Werthe des Spannungs-Coëfficienten f für															Füllung $\frac{l_1}{l}$
	$m = 0{,}05$					$m = 0{,}035$					$m = 0{,}025$					
	$\vartheta = 0{,}10$	$\vartheta = 0{,}15$	$\vartheta = 0{,}20$	$\vartheta = 0{,}25$	$\vartheta = 0{,}30$	$\vartheta = 0{,}10$	$\vartheta = 0{,}15$	$\vartheta = 0{,}20$	$\vartheta = 0{,}25$	$\vartheta = 0{,}30$	$\vartheta = 0{,}10$	$\vartheta = 0{,}15$	$\vartheta = 0{,}20$	$\vartheta = 0{,}25$	$\vartheta = 0{,}30$	
0,8	0,946	0,938	0,929	0,921	0,913	0,946	0,938	0,929	0,921	0,913	0,946	0,937	0,929	0,921	0,913	**0,8**
0,7	0,913	0,901	0,889	0,877	0,865	0,913	0,901	0,889	0,877	0,865	0,912	0,900	0,888	0,876	0,865	**0,7**
0,6	0,868	0,853	0,838	0,823	0,808	0,867	0,852	0,837	0,822	0,807	0,866	0,851	0,836	0,822	0,807	**0,6**
0,5	0,809	0,792	0,775	0,757	0,740	0,807	0,790	0,773	0,756	0,739	0,806	0,789	0,772	0,755	0,737	**0,5**
0,4	0,734	0,715	0,697	0,678	0,659	0,731	0,712	0,694	0,675	0,657	0,728	0,710	0,692	0,673	0,655	**0,4**
0,333	0,673	0,654	0,635	0,616	0,597	0,668	0,650	0,631	0,612	0,593	0,665	0,646	0,628	0,609	0,591	**0,333**
0,3	0,639	0,620	0,601	0,582	0,563	0,633	0,615	0,596	0,577	0,559	0,629	0,611	0,592	0,574	0,555	**0,3**
0,25	0,582	0,563	0,545	0,526	0,508	0,575	0,557	0,539	0,520	0,502	0,570	0,552	0,534	0,516	0,498	**0,25**
0,20	0,517	0,499	0,482	0,464	0,446	0,508	0,491	0,474	0,456	0,439	0,502	0,485	0,468	0,451	0,435	**0,20**
0,15	0,444	0,427	0,411	0,394	0,378	0,432	0,417	0,401	0,385	0,369	0,424	0,409	0,394	0,378	0,363	**0,15**
0,125	0,403	0,387	0,372	0,356	0,341	0,390	0,375	0,360	0,345	0,331	0,381	0,366	0,352	0,338	0,324	**0,125**
0,10	0,359	0,344	0,330	0,315	0,301	0,344	0,330	0,317	0,303	0,289	0,333	0,320	0,307	0,294	0,281	**0,10**
0,07	0,301	0,288	0,275	0,262	0,249	0,283	0,271	0,259	0,247	0,235	0,271	0,259	0,248	0,237	0,226	**0,07**
0,05	0,259	0,247	0,235	0,223	0,212	0,239	0,228	0,217	0,207	0,196	0,224	0,214	0,205	0,195	0,185	**0,05**
0,04	0,236	0,225	0,214	0,203	0,192	0,215	0,205	0,195	0,185	0,176	0,199	0,190	0,181	0,172	0,163	**0,04**
$\frac{p}{p_0} =$	0,82	0,73	0,64	0,55	0,46	0,82	0,73	0,64	0,55	0,46	0,82	0,73	0,64	0,55	0,46	$= \frac{p}{p_0}$

Note. Ausgenommen die Werthe von f gelten sämmtliche übrigen Angaben der linksseitigen Tabelle (für mässige Drosslung) auch hier (für starke Drosslung). In der untersten Zeile erscheinen hier auf Beobachtungen gestützte (mittlere) Angaben über das zu der jeweiligen Grösse von ϑ zugehörige Verhältniss $\frac{p}{p_0}$ unter der Voraussetzung, dass die Abdrosslung lediglich am Admissionsventil (und keineswegs am Kessel-Sperrventil) erfolgt; z. B. für die Abdrosslung einer absoluten Kesselspannung $p_0 = 7$ Atm. auf eine mittlere Admissions-Spannung $p = 4{,}5$ Atm. d. h. für $\frac{p}{p_0} = 0{,}64$ ist $\vartheta = 0{,}20$, d. h. die Admissions-Endspannung $p_2 = (1 - \vartheta)\, p = 0{,}8\, p$ neben den zugehörigen Werthen von f in die Rechnung zu nehmen etc. (Dabei wird vorausgesetzt, dass die Maschine weder mit einer sehr grossen noch mit einer gar zu kleinen Füllung arbeitet).

Theor. Tab. F′.

Angaben für **Eincylinder-Maschinen** (mit Expansions-Steuerung) bei **bedeutender Compression**

nach dem einfachen **Mariotte**'schen Gesetze ($PV = $ Const.).

[Es bedeutet: $\frac{l_2}{l}$ den relativen Kolbenweg bei Beginn der Compression oder das Ausströmungsverhältniss; $\varepsilon_{,}$ den Compressionsgrad, p_c die Compress.-Endspannung; f' den Spannungs-Coëfficienten für p'.]

$\frac{l_2}{l}$	$m = 0,05$				$m = 0,035$				$m = 0,025$				$\frac{l_2}{l}$
	$\varepsilon_{,}$	p_e bei Ausp.	p_e bei Cond.	f'	$\varepsilon_{,}$	p_e bei Ausp.	p_e bei Cond.	f'	$\varepsilon_{,}$	p_e bei Ausp.	p_e bei Cond.	f'	
0,94	2,115	2,62	0,51	1,013	2,567	3,18	0,62	1,021	3,148	3,90	0,76	1,031	0,94
0,90	2,885	3,08	0,69	1,060	3,648	4,52	0,88	1,082	4,630	5,74	1,11	1,104	0,90
0,85	3,846	4,77	0,92	1,131	5,000	6,20	1,20	1,170	6,481	8,04	1,56	1,203	0,85
0,80	4,808	5,96	1,15	1,217	6,351	7,88	1,52	1,265	8,333	10,33	2,00	1,314	0,80
0,75	5,769	7,15	1,39	1,312	7,702	9,55	1,85	1,380	10,185	.	2,44	1,445	0,75
0,70	6,731	8,35	1,62	1,422	9,054	11,23	2,17	1,502	12,037	.	2,89	1,583	0,70
0,65	7,692	9,54	1,85	1,532	10,405	.	2,50	1,635	13,889	.	3,33	1,727	0,65
0,60	8,654	10,73	2,08	1,658	11,757	.	2,82	1,772	15,741	.	3,78	1,886	0,60
0,55	9,616	.	2,31	1,781	13,108	.	3,15	1,917	17,593	.	4,22	2,046	0,55
0,50	10,577	.	2,54	1,919	14,460	.	3,47	2,068	19,444	.	4,67	2,215	0,50
0,45	11,539	.	2,77	2,053	15,811	.	3,79	2,226	21,296	.	5,11	2,390	0,45
0,40	12,500	.	3,00	2,200	17,162	.	4,12	2,385	23,148	.	5,56	2,566	0,40
0,35	13,462	.	3,23	2,336	18,513	.	4,44	2,553	25,000	.	6,00	2,750	0,35
0,30	14,423	.	3,46	2,498	19,865	.	4,77	2,718	26,852	.	6,45	2,934	0,30
0,25	15,385	.	3,69	2,635	21,216	.	5,09	2,884	28,704	.	6,89	3,120	0,25
0,20	16,346	.	3,93	2,810	22,567	.	5,42	3,067	30,556	.	7,33	3,317	0,20
0,15	17,308	.	4,15	2,968	23,918	.	5,74	3,251	32,407	.	7,78	3,512	0,15
0,10	18,269	.	4,38	3,136	25,270	.	6,07	3,429	34,259	.	8,22	3,714	0,10

Hiernach ergibt sich für **Auspuff-Maschinen ohne Dampfhemd:**

	für $p_e =$	3	3½	4	4½	5	5½	6	6½	7	8	9	10
$m = 0,05$	$f' =$	1,03	1,06	1,08	1,11	1,14	1,18	1,22	1,26	1,31	1,39	1,48	1,58
	$\frac{l_2}{l} =$	0,92	0,90	0,88	0,86	0,84	0,82	0,80	0,78	0,76	0,72	0,67	0,63
$m = 0,035$	$f' =$	.	1,04	1,06	1,08	1,10	1,13	1,15	1,19	1,21	1,26	1,32	1,39
	$\frac{l_2}{l} =$	.	0,93	0,92	0,90	0,89	0,87	0,86	0,84	0,83	0,80	0,77	0,74

Für **Auspuff-Masch. mit** Dampfhemd folgt aus Tab. F″ 2 ($k = 1,1$):

	für $p_e =$	3	3½	4	4½	5	5½	6	6½	7	8	9	10
$m = 0,05$	$f' =$	1,02	1,04	1,07	1,11	1,13	1,16	1,19	1,22	1,25	1,33	1,43	1,49
	$\frac{l_2}{l} =$	0,93	0,92	0,90	0,88	0,87	0,85	0,83	0,82	0,80	0,77	0,73	0,70
$m = 0,035$	$f' =$	.	1,03	1,04	1,07	1,09	1,11	1,13	1,16	1,18	1,23	1,28	1,35
	$\frac{l_2}{l} =$	.	0,94	0,93	0,92	0,90	0,89	0,88	0,87	0,86	0,83	0,81	0,79

Zusammenstellung aus d. theor. Tab. F′ und F″ für **Eincylinder-Masch. mit Condens.**

Werthe von f' mit unterhalb angesetzten (eingeklammerten) Werthen von $\frac{l_2}{l}$. Allgem. $PV^k =$ Const.

($k = 0,9$ wurde für die Anwendung bei Masch. ohne Hemd, $k = 1,1$ bei Masch. mit Hemd als giltig angenommen.)

p_e	$m = 0,05$				$m = 0,035$				$m = 0,025$				p_e
	$k = 0,9$	$k = 1$	$k = 1,1$	$k = 1,2$	$k = 0,9$	$k = 1$	$k = 1,1$	$k = 1,2$	$k = 0,9$	$k = 1$	$k = 1,1$	$k = 1,2$	
1	1,19 (0,80)	1,17 (0,83)	1,14 (0,86)	1,12 (0,88)	1,14 (0,85)	1,11 (0,88)	1,10 (0,90)	1,09 (0,91)	1,10 (0,89)	1,06 (0,91)	1,06 (0,93)	1,06 (0,94)	1
1½	1,44 (0,64)	1,38 (0,72)	1,31 (0,78)	1,27 (0,82)	1,31 (0,74)	1,26 (0,81)	1,22 (0,85)	1,20 (0,87)	1,24 (0,82)	1,19 (0,86)	1,16 (0,89)	1,14 (0,90)	1½
2	1,74 (0,49)	1,62 (0,62)	1,52 (0,70)	1,44 (0,75)	1,54 (0,64)	1,43 (0,73)	1,36 (0,80)	1,31 (0,83)	1,39 (0,75)	1,31 (0,80)	1,27 (0,84)	1,23 (0,87)	2
2½	2,12 (0,34)	1,89 (0,51)	1,75 (0,62)	1,65 (0,69)	1,79 (0,53)	1,64 (0,65)	1,52 (0,74)	1,45 (0,78)	1,58 (0,66)	1,46 (0,75)	1,39 (0,80)	1,33 (0,84)	2½
3	2,51 (0,19)	2,20 (0,40)	2,00 (0,53)	1,87 (0,62)	2,08 (0,42)	1,85 (0,57)	1,70 (0,67)	1,59 (0,73)	1,78 (0,58)	1,62 (0,69)	1,51 (0,76)	1,43 (0,80)	3
3½	.	2,52 (0,29)	2,26 (0,46)	2,08 (0,57)	2,38 (0,30)	2,07 (0,50)	1,89 (0,62)	1,74 (0,69)	1,99 (0,50)	1,78 (0,64)	1,64 (0,72)	1,54 (0,77)	3½
4	.	2,87 (0,19)	2,53 (0,38)	2,29 (0,51)	2,69 (0,19)	2,30 (0,42)	2,08 (0,56)	1,91 (0,65)	2,23 (0,42)	1,97 (0,58)	1,79 (0,67)	1,66 (0,74)	4
4½	.	.	2,84 (0,31)	2,50 (0,45)	.	2,57 (0,35)	2,28 (0,50)	2,08 (0,61)	2,48 (0,32)	2,15 (0,52)	1,93 (0,64)	1,78 (0,71)	4½
5	.	.	3,13 (0,23)	2,75 (0,40)	.	2,84 (0,26)	2,50 (0,45)	2,25 (0,57)	2,74 (0,24)	2,34 (0,46)	2,08 (0,60)	1,90 (0,69)	5
5½	.	.	3,42 (0,15)	3,01 (0,35)	.	3,11 (0,19)	2,71 (0,40)	2,42 (0,54)	3,00 (0,15)	2,54 (0,41)	2,24 (0,56)	2,03 (0,66)	5½
6	.	.	.	3,25 (0,30)	.	3,39 (0,11)	2,93 (0,34)	2,61 (0,50)	.	2,75 (0,35)	2,40 (0,52)	2,17 (0,63)	6
6½	.	.	.	3,46 (0,24)	.	.	3,15 (0,29)	2,80 (0,46)	.	2,96 (0,30)	2,57 (0,49)	2,30 (0,61)	6½
7	.	.	.	3,70 (0,19)	.	.	3,38 (0,24)	3,01 (0,43)	.	3,17 (0,24)	2,74 (0,45)	2,43 (0,58)	7
8	.	.	.	.	.	.	3,83 (0,15)	3,39 (0,35)	.	3,61 (0,13)	3,08 (0,38)	2,72 (0,53)	8

Theor. Tab. F″.

Angaben für **Eincylinder-Maschinen** (mit Expansions-Steuerung) bei **bedeutender Compression** nach dem Gesetze $PV^k =$ Const.

(Bezeichnungen wie in der Theor. Tab. F'.)

1) Nach d. Ges. $PV^{0,9} =$ Const. (insbesond. f. Condens.-Masch. ohne Dampfhemd).

$\frac{l_2}{l}$	m = 0,05				m = 0,035				m = 0,025				$\frac{l_2}{l}$
	ε_1	p_e bei Ausp.	p_e bei Cond.	f'	ε_1	p_e bei Ausp.	p_e bei Cond.	f'	ε_1	p_e bei Ausp.	p_e bei Cond.	f'	
0,94	2,115	2,42	0,47	1,009	2,567	2,90	0,56	1,017	3,148	3,48	0,67	1,025	0,94
0,90	2,885	3,22	0,62	1,050	3,648	3,97	0,77	1,067	4,630	4,93	0,95	1,086	0,90
0,85	3,846	4,17	0,81	1,113	5,000	5,28	1,02	1,139	6,481	6,67	1,29	1,168	0,85
0,80	4,808	5,10	0,99	1,185	6,351	6,55	1,27	1,223	8,333	8,36	1,62	1,262	0,80
0,75	5,769	6,00	1,16	1,266	7,702	7,79	1,51	1,317	10,185	10,01	1,94	1,369	0,75
0,70	6,731	6,80	1,33	1,356	9,054	9,03	1,74	1,419	12,037	11,64	2,25	1,481	0,70
0,65	7,692	7,78	1,51	1,450	10,405	10,21	1,98	1,523	13,889	.	2,56	1,600	0,65
0,60	8,654	8,65	1,67	1,550	11,757	11,14	2,21	1,638	15,741	.	2,87	1,726	0,60
0,55	9,616	9,51	1,84	1,661	13,108	.	2,43	1,755	17,593	.	3,17	1,854	0,55
0,50	10,577	10,60	2,05	1,773	14,460	.	2,66	1,876	19,444	.	3,47	1,984	0,50
0,45	11,539	.	2,17	1,877	15,811	.	2,88	2,000	21,296	.	3,76	2,121	0,45
0,40	12,500	.	2,33	1,990	17,162	.	3,10	2,127	23,148	.	4,06	2,259	0,40
0,35	13,462	.	2,49	2,103	18,513	.	3,32	2,260	25,000	.	4,35	2,401	0,35
0,30	14,423	.	2,65	2,228	19,865	.	3,53	2,391	26,852	.	4,64	2,546	0,30
0,25	15,385	.	2,81	2,353	21,216	.	3,75	2,529	28,704	.	4,93	2,696	0,25
0,20	16,346	.	2,97	2,477	22,567	.	3,97	2,664	30,556	.	5,21	2,842	0,20
0,15	17,308	.	3,12	2,605	23,918	.	4,18	2,802	32,407	.	5,49	2,995	0,15
0,10	18,269	.	3,28	2,735	25,270	.	4,39	2,947	34,259	.	5,77	3,147	0,10

2) Nach d. Ges. $PV^{1,1} =$ Const. (insbesondere für Maschinen mit Dampfhemd).

$\frac{l_2}{l}$	m = 0,05				m = 0,035				m = 0,025				$\frac{l_2}{l}$
	ε_1	p_e bei Ausp.	p_e bei Cond.	f'	ε_1	p_e bei Ausp.	p_e bei Cond.	f'	ε_1	p_e bei Ausp.	p_e bei Cond.	f'	
0,94	2,115	2,81	0,54	1,016	2,567	3,50	0,68	1,026	3,148	4,38	0,85	1,037	0,94
0,90	2,885	3,98	0,77	1,070	3,648	5,15	1,00	1,093	4,630	6,69	1,30	1,118	0,90
0,85	3,846	5,46	1,06	1,155	5,000	7,28	1,41	1,195	6,481	9,69	1,88	1,234	0,85
0,80	4,808	6,98	1,35	1,253	6,351	9,47	1,83	1,312	8,333	12,77	2,47	1,374	0,80
0,75	5,769	8,52	1,65	1,367	7,702	11,71	2,27	1,448	10,185	.	3,08	1,528	0,75
0,70	6,731	10,10	1,95	1,496	9,054	13,99	2,71	1,598	12,037	.	3,71	1,703	0,70
0,65	7,692	11,70	2,26	1,628	10,405	.	3,16	1,751	13,889	.	4,34	1,889	0,65
0,60	8,654	13,32	2,58	1,782	11,757	.	3,61	1,930	15,741	.	4,98	2,081	0,60
0,55	9,616	.	2,89	1,939	13,108	.	4,07	2,130	17,593	.	5,62	2,289	0,55
0,50	10,577	.	3,21	2,101	14,460	.	4,53	2,298	19,444	.	6,28	2,498	0,50
0,45	11,539	.	3,54	2,277	15,811	.	5,00	2,498	21,296	.	6,94	2,721	0,45
0,40	12,500	.	3,86	2,448	17,162	.	5,47	2,695	23,148	.	7,61	2,944	0,40
0,35	13,462	.	4,19	2,634	18,513	.	5,95	2,904	25,000	.	8,28	3,182	0,35
0,30	14,423	.	4,52	2,820	19,865	.	6,43	3,119	26,852	.	8,96	3,417	0,30
0,25	15,385	.	4,85	3,005	21,216	.	6,91	3,341	28,704	.	9,64	3,666	0,25
0,20	16,346	.	5,19	3,212	22,567	.	7,40	3,564	30,556	.	10,32	3,913	0,20
0,15	17,308	.	5,53	3,421	23,918	.	7,89	3,795	32,407	.	11,01	4,178	0,15
0,10	18,269	.	5,86	3,623	25,270	.	8,38	4,028	34,259	.	.	4,431	0,10

3) Nach dem Gesetze $PV^{1,2} =$ Const. (event. für Maschinen mit Dampfhemd bei möglichst wenig feuchtem Dampfe).

$\frac{l_2}{l}$	m = 0,05				m = 0,035				m = 0,025				$\frac{l_2}{l}$
	ε_1	p_e bei Ausp.	p_e bei Cond.	f'	ε_1	p_e bei Ausp.	p_e bei Cond.	f'	ε_1	p_e bei Ausp.	p_e bei Cond.	f'	
0,94	2,115	3,03	0,59	1,019	2,567	3,84	0,74	1,031	3,148	4,91	0,95	1,044	0,94
0,80	4,808	8,16	1,58	1,293	6,351	11,40	2,21	1,365	8,333	15,79	3,06	1,443	0,80
0,70	6,731	12,22	2,37	1,581	9,054	.	3,38	1,710	12,037	.	4,75	1,846	0,70
0,60	8,654	.	3,13	1,925	11,757	.	4,62	2,117	15,741	.	6,56	2,316	0,60
0,50	10,577	.	4,07	2,315	14,460	.	5,92	2,574	19,444	.	8,45	2,841	0,50
0,40	12,500	.	4,97	2,743	17,162	.	7,27	3,073	23,148	.	10,41	3,412	0,40
0,30	14,423	.	5,90	3,206	19,865	.	8,67	3,609	26,852	.	.	4,022	0,30
0,20	16,346	.	7,00	3,698	22,567	.	10,10	4,178	30,556	.	.	4,669	0,20
0,10	18,269	.	7,84	4,217	25,270	.	11,57	4,776	34,259	.	.	5,345	0,10

Theor. Tab. G.

Werthe der Spannungs-Coëfficienten f für Zweicylinder-Maschinen mit Doppelsteuerung.

(Mit rechtzeitiger Absperrung des Expansions-Cylinders und Dampfhemd mindestens am Hochdruck-Cylinder.)

Charakter	Füllung (reduciert) $\frac{l_1}{l}$	a) Masch. ohne (geheizten) Receiv. (Corr. Woolf-M. resp. Masch. mit kaltem Receiver)				b) Masch. mit (geheiztem) Receiver (Receiver-Woolf- und Compound-Maschinen)					Füllung (reduciert) $\frac{l_1}{l}$
		beiläuf. Cylinder-Volum.-Verh. $\frac{v}{V}$				beiläuf. Cylinder-Volum.-Verh. $\frac{v}{V}$					
		0,40 (1:2,5)	0,333 (1:3)	0,29 (1:3,5)	0,25 (1:4)	0,50 (1:2)	0,45 (1:2,2)	0,40 (1:2,5)	0,333 (1:3)	0,30 (3:10)	
A. Bei kleinem (3%) schädlichem Raume des Expansions-Cylinders	0,25	0,548	0,543	0,534	0,524	0,576	0,572	0,568	0,563	0,560	0,25
	0,20	0,484	0,479	0,472	0,464	0,512	0,507	0,503	0,499	0,495	0,20
	0,15	0,408	0,404	0,398	0,391	0,437	0,432	0,428	0,424	0,420	0,15
	0,125	0,365	0,361	0,356	0,350	0,395	0,390	0,386	0,382	0,377	0,125
	0,10	0,318	0,314	0,309	0,304	0,349	0,344	0,340	0,335	0,330	0,10
	0,08	0,276	0,272	0,268	0,263	0,309	0,304	0,300	0,295	0,289	0,08
	0,07	0,254	0,250	0,245	0,241	0,288	0,283	0,278	0,273	0,267	0,07
	0,06	0,230	0,226	0,222	0,218	0,266	0,260	0,255	0,250	0,244	0,06
	0,05	0,205	0,201	0,197	0,193	0,242	0,237	0,232	0,227	0,220	0,05
	0,04	0,179	0,175	0,171	0,167	0,218	0,213	0,207	0,202	0,195	0,04
B. Bei grossem (5 bis 6%) schädlichem Raume des Expansions-Cylinders	0,25	0,534	0,523	0,510	0,497	0,560	0,555	0,548	0,538	0,528	0,25
	0,20	0,472	0,463	0,453	0,442	0,497	0,492	0,486	0,477	0,469	0,20
	0,15	0,399	0,392	0,383	0,375	0,424	0,418	0,413	0,405	0,398	0,15
	0,125	0,358	0,351	0,343	0,336	0,382	0,377	0,371	0,364	0,357	0,125
	0,10	0,312	0,306	0,299	0,292	0,336	0,331	0,325	0,319	0,312	0,10
	0,08	0,271	0,265	0,260	0,254	0,297	0,291	0,285	0,278	0,272	0,08
	0,07	0,249	0,244	0,238	0,233	0,275	0,270	0,263	0,257	0,251	0,07
	0,06	0,226	0,221	0,216	0,211	0,253	0,248	0,241	0,232	0,228	0,06
	0,05	0,202	0,197	0,192	0,187	0,230	0,224	0,217	0,208	0,205	0,05
	0,04	0,176	0,171	0,166	0,162	0,205	0,200	0,192	0,183	0,180	0,04

Zur Theor. Tab. G.

Werthe der Spannungs-Coëfficienten f für Zweicylinder-Maschinen mit Doppelsteuerung

bei **mittelgrossen schädlichen Räumen** (etwa 4%), welche bei der Berechnung der indicierten Spannungen p_i und des Dampfverbrauches in Rechnung gebracht werden.

Füllung (reduciert) $\frac{l_1}{l}$	a) Masch. ohne (geheizten) Receiv. (Corr. Woolf-M. resp. Masch. mit kaltem Receiver)				b) Masch. mit (geheiztem) Receiver (Receiver-Woolf- u. Compound-Masch.)					Füllung (reduciert) $\frac{l_1}{l}$
	beiläuf. Cylinder-Volum.-Verh. $\frac{v}{V}$				beiläuf. Cylinder-Volum.-Verh. $\frac{v}{V}$					
	0,40 (1:2,5)	0,333 (1:3)	0,29 (1:3,5)	0,25 (1:4)	0,50 (1:2)	0,45 (1:2,2)	0,40 (1:2,5)	0,333 (1:3)	0,30 (3:10)	
0,25	0,541	0,533	0,522	0,511	0,568	0,563	0,558	0,551	0,544	0,25
0,20	0,478	0,471	0,462	0,453	0,505	0,500	0,495	0,488	0,482	0,20
0,15	0,404	0,398	0,391	0,383	0,431	0,426	0,420	0,415	0,409	0,15
0,125	0,362	0,356	0,349	0,343	0,389	0,384	0,378	0,373	0,367	0,125
0,10	0,315	0,310	0,304	0,298	0,343	0,338	0,333	0,327	0,321	0,10
0,08	0,274	0,269	0,264	0,258	0,303	0,298	0,292	0,287	0,281	0,08
0,07	0,252	0,247	0,242	0,237	0,282	0,276	0,271	0,265	0,259	0,07
0,06	0,228	0,224	0,219	0,214	0,260	0,254	0,248	0,243	0,237	0,06
0,05	0,204	0,199	0,195	0,190	0,237	0,231	0,225	0,219	0,213	0,05
0,04	0,178	0,173	0,169	0,164	0,213	0,206	0,200	0,194	0,187	0,04
				bei Condens. für p =	3	4	6	8	10	Atm.
				„ Auspuff „ p =	7	8	10	12	14	Atm.

$p_i = fp - f'p'$; bei Condens. $p' = 0{,}21$, $f' = 1{,}04$; $f'p' = 0{,}22$ }
bei Auspuff $p' = 1{,}11$, $f' = 1{,}04$; $f'p' = 1{,}15$ } ohne (namhafte) Compress.

Die Angaben für namhafte Compression folgen in den Tabellen über die indicierten Spannungen p_i.

Theor. Tab. H.

Werthe der Spannungs-Coëfficienten f für Dreicylinder-Maschinen (als Dreimalexpansions-Maschinen).

(Mit Dampfhemd mindestens am Hochdruckcylinder.)

Füllung (reduciert) $\frac{l_1}{l}$	a) Masch. ohne Heizung der beiden Receiver			b) Masch. mit Heizung beider Receiver und aller Dampfcylinder			Füllung (reduciert) $\frac{l_1}{l}$
	Beiläufiges Volumen-Verhältniss $\frac{v_1}{V}$ (des Hochdruckcylinders zum Niederdruckcylinder)						
	0,17 (1:6)	0,135 (1:7,5)	0,11 (1:9)	0,17 (1:6)	0,135 (1:7,5)	0,11 (1:9)	
0,15	0,369	0,361	0,352	0,401	0,395	0,389	0,15
0,125	0,330	0,323	0,316	0,361	0,354	0,348	0,125
0,10	0,287	0,281	0,275	0,316	0,310	0,303	0,10
0,08	0,250	0,244	0,237	0,278	0,271	0,264	0,08
0,07	0,230	0,224	0,218	0,257	0,250	0,243	0,07
0,06	0,208	0,203	0,197	0,235	0,228	0,221	0,06
0,05	0,185	0,179	0,173	0,212	0,204	0,197	0,05
0,04	0,161	0,155	0,149	0,188	0,180	0,172	0,04
0,035	0,148	0,142	0,135	0,175	0,166	0,159	0,035
0,03	0,135	0,128	0,122	0,161	0,153	0,144	0,03
0,025	0,121	0,114	0,107	0,148	0,139	0,130	0,025
0,02	0,106	0,099	0,092	0,134	0,125	0,115	0,02
Cond. $p \doteq$	7	10	14	7	10	14	$\doteq p$

$p_i = fp - f'p'$; bei Condens. $p' = 0{,}21$; ohne (namhafte) Compression $f' = 1{,}04$ und $f'p' = 0{,}22$.

Die Angaben für namhafte Compression folgen in den Tabellen über die indicierten Spannungen p_i.

Theor. Tab. J.

Mittlere (förderliche) Hinterdampfspannungen p_m und mittlere (hinderliche) Vorderdampfspannungen p_v (in Atm.)

zur Bestimmung der mittleren Dampftemperaturen t_m und t_v.

(Siehe die folg. Theor. Tab. K.)

A. Eincylinder-Auspuff-Maschinen mit Coulissen-Steuerung.

	Füllung $\frac{l_1}{l}$ =	0,8	0,7	0,6	0,5	0,4	0,333	0,3	0,25	0,20	0,15	0,125	0,10
Coul. nach Gooch, Stephenson etc.	$p=3$ p_m =	2,852	2,743	2,606	2,437	2,231	2,068	1,978	1,828	.	.	.	.
	p_v =	1,185	1,231	1,291	1,366	1,459	1,533	1,573	1,611	.	.	.	.
	$p=5$ p_m =	4,731	4,536	4,295	3,999	3,637	3,353	3,196	2,937	2,646	2,316	2,133	.
	p_v =	1,250	1,300	1,365	1,447	1,549	1,631	1,676	1,742	1,788	1,822	1,824	.
	$p=7$ p_m =	6,610	6,330	5,984	5,560	5,044	4,638	4,414	4,048	3,642	3,192	2,948	2,694
	p_v =	1,314	1,369	1,438	1,528	1,639	1,729	1,779	1,874	2,001	2,176	2,290	2,436
	$p=10$ p_m =	9,428	9,020	8,517	7,902	7,153	6,566	6,241	5,713	5,134	4,502	4,168	3,826
	p_v =	1,411	1,472	1,549	1,649	1,775	1,876	1,934	2,074	2,308	2,694	2,968	3,337
Separ. Einlass-Coulisse	$p=3$ p_m =	2,862	2,762	2,629	2,454	2,228	2,046	1,944	1,773	1,580	1,360	1,237	1,105
	p_v =	1,159	1,159	1,159	1,159	1,160	1,160	1,161	1,161	1,162	1,164	1,166	1,168
	$p=5$ p_m =	4,753	4,587	4,364	4,072	3,698	3,393	3,222	2,938	2,616	2,250	2,046	1,826
	p_v =	1,202	1,203	1,204	1,205	1,207	1,210	1,211	1,214	1,219	1,226	1,233	1,242
	$p=7$ p_m =	6,645	6,412	6,100	5,691	5,167	4,741	4,501	4,104	3,653	3,140	2,854	2,546
	p_v =	1,245	1,247	1,248	1,251	1,255	1,259	1,261	1,267	1,275	1,288	1,300	1,316
	$p=10$ p_m =	9,482	9,149	8,704	8,119	7,371	6,762	6,420	5,852	5,208	4,475	4,067	3,627
	p_v =	1,309	1,312	1,314	1,319	1,326	1,333	1,337	1,346	1,360	1,382	1,401	1,427

B. Eincylinder-Maschinen mit Expansions-Steuerung (mit Auspuff und mit Condens).

	Füllung $\frac{l_1}{l}$ =	0,8	0,7	0,6	0,5	0,4	0,333	0,3	0,25	0,20	0,15	0,125	0,10	0,07	0,05
Ohne Dampfhemd	$p=2\frac{1}{2}$; p_m =	2,385	2,302	2,188	2,038	1,847	1,690	1,603	1,457	1,290	1,100	0,995	0,880	0,728	0,617
	3 ; „ =	2,858	2,7585	2,6215	2,4415	2,2125	2,024	1,9195	1,7445	1,544	1,316	1,190	1,052	0,8695	0,7365
	$3\frac{1}{2}$; „ =	3,331	3,215	3,055	2,845	2,578	2,358	2,236	2,032	1,798	1,532	1,385	1,224	1,011	0,856
	4 ; „ =	3,804	3,6715	3,4885	3,2485	2,9435	2,692	2,5525	2,3195	2,052	1,748	1,580	1,396	1,1525	0,9755
	$4\frac{1}{2}$; „ =	4,277	4,128	3,922	3,652	3,309	3,026	2,869	2,607	2,306	1,964	1,775	1,568	1,294	1,095
	$p=5$; p_m =	4,750	4,585	4,355	4,055	3,675	3,360	3,185	2,895	2,560	2,180	1,970	1,740	1,435	1,215
	6 ; „ =	5,696	5,498	5,222	4,862	4,406	4,028	3,818	3,470	3,068	2,612	2,360	2,084	1,718	1,454
	7 ; „ =	6,642	6,411	6,089	5,669	5,137	4,696	4,451	4,045	3,576	3,044	2,750	2,428	2,001	1,693
	8 ; „ =	7,588	7,324	6,956	6,476	5,868	5,364	5,084	4,620	4,084	3,476	3,140	2,772	2,284	1,932
	9 ; „ =	8,534	8,237	7,823	7,283	6,599	6,032	5,717	5,195	4,592	3,908	3,530	3,116	2,567	2,171
	10 ; „ =	9,480	9,150	8,690	8,090	7,330	6,700	6,350	5,770	5,100	4,340	3,920	3,460	2,850	2,410
Mit Dampfhemd	$p=2\frac{1}{2}$; p_m =	2,405	2,333	2,228	2,087	1,902	1,750	1,665	1,520	1,358	1,170	1,065	0,953	0,805	0,695
	3 ; „ =	2,882	2,7955	2,6695	2,5005	2,2785	2,096	1,994	1,820	1,6255	1,400	1,274	1,1395	0,962	0,830
	$3\frac{1}{2}$; „ =	3,359	3,258	3,111	2,914	2,655	2,442	2,323	2,120	1,893	1,630	1,483	1,326	1,119	0,965
	4 ; „ =	3,836	3,7205	3,5525	3,3275	3,0315	2,788	2,652	2,420	2,1605	1,860	1,692	1,5125	1,276	1,100
	$4\frac{1}{2}$; „ =	4,313	4,183	3,994	3,741	3,408	3,134	2,981	2,720	2,428	2,090	1,901	1,699	1,433	1,235
	$p=5$; p_m =	4,790	4,645	4,435	4,155	3,785	3,480	3,310	3,020	2,695	2,320	2,110	1,885	1,590	1,370
	6 ; „ =	5,744	5,570	5,318	4,982	4,538	4,172	3,968	3,620	3,230	2,780	2,528	2,258	1,904	1,640
	7 ; „ =	6,698	6,495	6,201	5,809	5,291	4,864	4,626	4,220	3,765	3,240	2,946	2,631	2,218	1,910
	8 ; „ =	7,652	7,420	7,084	6,636	6,044	5,556	5,284	4,820	4,300	3,700	3,364	3,004	2,532	2,180
	9 ; „ =	8,606	8,345	7,967	7,463	6,797	6,248	5,942	5,420	4,835	4,160	3,782	3,377	2,846	2,450
	10 ; „ =	9,560	9,270	8,850	8,290	7,550	6,940	6,600	6,020	5,370	4,620	4,200	3,750	3,160	2,720

Bei Auspuff p_v = 1,17; bei Condens. p_v = 0,24.

Zur Theor. Tab. J.

Mittlere Hinterdampfspannungen p_m und Vorderdampfspannungen p_v in den Hochdruckcylindern der Zweicylinder- und Dreicylinder-Maschinen.*)

C. Zweicylinder-Condens.-Maschinen.

		reduc. Füllung $\frac{l_1}{l}$ =	0,25	0,20	0,15	0,125	0,10	0,08	0,07	0,06	0,05	0,04
$p = 4$;	$\frac{v}{V} = 0,50$	$p_{,}/p$ =	0,50	0,40	0,30	0,25	0,20	0,16	0,14	0,12	0,10	
		p_m =	3,327	3,031	2,652	2,420	2,160	1,920	1,784	1,648	1,512	.
		p_v =	1,497	1,366	1,206	1,110	1,005	0,907	0,851	0,798	0,748	.
$p = 6$;	$\frac{v}{V} = 0,41$	$p_{,}/p$ =	0,610	0,488	0,366	0,305	0,244	0,195	0,171	0,146	0,122	0,098
		p_m =	5,343	4,928	4,355	4,000	3,573	3,185	2,969	2,740	2,496	2,234
		p_v =	2,127	1,979	1,772	1,646	1,488	1,348	1,271	1,187	1,102	1,010
$p = 8$;	$\frac{v}{V} = 0,36$	$p_{,}/l$ =	0,694	0,556	0,417	0,347	0,278	0,222	0,194	0,167	0,139	0,111
		p_m =	7,400	6,882	6,144	5,658	5,080	4,529	4,228	3,904	3,552	3,162
		p_v =	2,679	2,529	2,308	2,153	1,966	1,780	1,681	1,572	1,455	1,321
$p = 10$;	$\frac{v}{V} = 0,32$	$p_{,}/p$ =	0,781	0,625	0,469	0,391	0,312	0,250	0,219	0,187	0,156	0,125
		p_m =	9,504	8,955	8,062	7,468	6,724	6,020	5,630	5,190	4,710	4,200
		p_v =	3,078	2,996	2,789	2,636	2,422	2,213	2,097	1,957	1,802	1,644

D. Zweicylinder-Auspuff-Maschinen.

		reduc. Füllung $\frac{l_1}{l}$ =	0,25	0,20	0,15	0,125	0,10	0,08	0,07	0,06
$p = 8$;	$\frac{v}{V} = 0,50$	$p_{,}/p$ =	0,50	0,40	0,30	0,25	0,20	.	.	.
		p_m =	6,636	6,044	5,284	4,820	4,300	.	.	.
		p_v =	3,534	3,269	2,941	2,746	2,531	.	.	.
$p = 10$;	$\frac{v}{V} = 0,43$	$p_{,}/p$ =	0,582	0,465	0,349	0,291	0,233	0,186	.	.
		p_m =	8,616	8,032	7,087	6,506	5,794	5,162	.	.
		p_v =	4,187	3,990	3,641	3,426	3,139	2,906	.	.
$p = 12$;	$\frac{v}{V} = 0,37$	$p_{,}/p$ =	0,676	0,541	0,406	0,338	0,270	0,216	0,189	.
		p_m =	10,998	10,217	9,104	8,375	7,512	6,693	6,246	.
		p_v =	4,935	4,686	4,326	4,081	3,783	3,499	3,344	.
$p = 14$;	$\frac{v}{V} = 0,32$	$p_{,}/p$ =	0,781	0,625	0,469	0,391	0,312	0,250	0,219	0,188
		p_m =	13,299	12,529	11,274	10,442	9,410	8,420	7,853	7,248
		p_v =	5,401	5,303	4,948	4,723	4,421	4,116	3,935	3,740

E. Dreicylinder-Condens.-Maschinen.

		reduc. Füllung $\frac{l_1}{l}$ =	0,10	0,08	0,07	0,06	0,05	0,04	0,035	0,03	0,025	0,02
$p = 8$;	$\frac{v}{V} = 0,155$	$p_{,}/p$ =	0,650	0,520	0,455	0,390	0,325	0,260	0,227	0,195	0,162	0,130
		p_m =	7,252	6,726	6,370	5,971	5,488	4,913	4,581	4,240	3,856	3,431
		p_v =	3,205	3,038	2,904	2,763	2,573	2,323	2,179	2,037	1,862	1,668
$p = 10$;	$\frac{v}{V} = 0,135$	$p_{,}/p$ =	0,740	0,592	0,518	0,444	0,370	0,296	0,259	0,222	0,185	0,148
		p_m =	9,386	8,805	8,391	7,876	7,275	6,559	6,121	5,656	5,145	4,586
		p_v =	3,828	3,727	3,609	3,438	3,246	2,968	2,797	2,605	2,390	2,145
$p = 12$;	$\frac{v}{V} = 0,12$	$p_{,}/p$ =	.	0,664	0,581	0,498	0,415	0,332	0,291	0,249	0,208	0,166
		p_m =	.	10,938	10,489	9,926	9,189	8,308	7,784	7,204	6,557	5,828
		p_v =	.	4,325	4,251	4,114	3,910	3,598	3,417	3,206	2,945	2,647
$p = 14$;	$\frac{v}{V} = 0,11$	$p_{,}/p$ =	.	0,720	0,630	0,540	0,450	0,360	0,315	0,270	0,225	0,180
		p_m =	.	13,051	12,558	11,912	11,080	10,050	9,446	8,745	7,965	7,090
		p_v =	.	4,911	4,860	4,736	4,553	4,235	4,050	3,812	3,522	3,180

*) Die Ansätze dieser Tabellen entsprechen in der Gegend der „besten normalen" Füllung der Bedingung der gleichen Arbeitsvertheilung ohne Spannungsabfall. Dieselben gelten annähernd für (jedenfalls) geheizten Hochdruckcylinder, ob nun die anderen Cylinder und die Receiver geheizt sind oder nicht.

Theor. Tab. K.

Mittlere Hinterdampf-Temperaturen t_m und Vorderdampf-Temperaturen t_v (beziehentlich der förderlichen Hinterdampfspannung p_m und der hinderlichen Vorderdampfspannung p_v entsprechend), welche der Berechnung des Abkühlungs-Verlustes zu Grunde gelegt wurden.

(Nach Celsius.)

A. Eincylinder-Auspuff-Maschinen mit Coulissen-Steuerung.

	Füllung $\frac{l_1}{l}$ =	0,8	0,7	0,6	0,5	0,4	0,333	0,3	0,25	0,20	0,15	0,125	0,10
Coul. nach Gooch, Stephenson etc.	$p=3$ ($t=132,8$) t_m =	131,1	129,7	128,1	125,9	123,0	120,6	119,3	116,8	.	.	.	.
	t_v =	103,9	104,9	106,3	108,0	110,0	111,4	112,1	112,9	.	.	.	.
	$p=5$ ($t=151,0$) t_m =	148,9	147,4	145,4	142,8	139,4	136,6	135,0	132,1	128,6	124,3	121,6	.
	t_v =	105,4	106,6	108,0	109,7	111,7	113,3	114,1	115,3	116,1	116,6	116,6	.
	$p=7$ ($t=164,0$) t_m =	161,7	160,0	157,8	155,0	151,3	148,2	146,4	143,2	139,5	134,9	132,2	129,1
	t_v =	106,9	108,1	109,5	111,3	113,5	115,1	115,9	117,6	119,6	122,3	123,9	125,9
	$p=10$ ($t=178,9$) t_m =	176,4	174,4	172,1	168,9	164,9	161,5	159,5	156,1	152,0	147,1	144,3	141,2
	t_v =	108,9	110,2	111,7	113,6	115,9	117,6	118,5	120,7	124,1	129,1	132,4	136,4
Separ. Einlass Coulisse	$p=3$ ($t=132,8$) t_m =	131,2	130,0	128,4	126,1	123,0	120,3	118,7	115,8	112,3	107,9	105,1	101,9
	t_v =	103,3	103,3	103,3	103,3	103,3	103,3	103,3	103,3	103,3	103,4	103,4	103,5
	$p=5$ ($t=151,0$) t_m =	149,1	147,8	146,0	143,5	140,0	137,0	135,2	132,1	128,2	123,3	120,3	116,7
	t_v =	104,3	104,3	104,3	104,4	104,4	104,5	104,5	104,6	104,7	104,8	105,0	105,2
	$p=7$ ($t=164,0$) t_m =	162,0	160,5	158,6	155,9	152,2	149,0	147,1	143,7	139,6	134,4	131,1	127,3
	t_v =	105,3	105,3	105,3	105,4	105,5	105,6	105,7	105,8	106,0	106,3	106,6	106,9
	$p=10$ ($t=178,9$) t_m =	176,6	175,1	172,9	170,5	166,1	162,6	150,5	157,0	152,5	146,9	143,4	139,3
	t_v =	106,8	106,8	106,9	107,0	107,1	107,3	107,4	107,6	107,9	108,4	108,7	109,3

B. Eincylinder-Maschinen mit Expansions-Steuerung

(mit Auspuff und mit Condens. im Mittel ohne und mit Dampfhemd).

Füllung $\frac{l_1}{l}$ =	0,8	0,7	0,6	0,5	0,4	0,333	0,3	0,25	0,20	0,15	0,125	0,10	0,07	0,05
$p=2\frac{1}{2}$; $t=126,7$; t_m =	125,4	124,3	122,7	120,5	117,5	114,9	113,3	110,6	107,0	102,7	99,9	96,7	91,8	87,7
$p=3$; $t=132,8$; t_m =	130,7	129,5	127,9	125,7	122,6	119,8	118,2	115,4	111,8	107,3	104,4	101,1	96,0	91,9
$p=4$; $t=142,8$; t_m =	141,2	140,0	138,3	136,0	132,7	129,7	128,0	125,0	121,3	116,3	113,5	109,8	104,5	100,2
$p=6$; $t=157,9$; t_m =	155,8	154,8	153,0	150,4	146,8	143,7	141,8	138,5	134,5	129,3	125,9	122,2	116,5	111,7
$p=8$; $t=169,5$; t_m =	167,5	166,1	164,1	161,4	157,7	154,3	152,3	148,9	144,5	139,0	135,5	131,6	125,5	120,5
$p=10$; $t=178,9$; t_m =	176,8	175,4	173,3	170,4	166,5	163,0	161,0	157,3	152,8	146,9	143,4	139,2	132,9	127,6

Bei Auspuff (zu $p_v = 1,17$) $t_v = 101,0°$.

„ Condens. („ $p_v = 0,24$) $t_v = 63,6°$.

Zur Theor. Tab. K.

Mittlere Hinterdampftemperaturen t_m und Vorderdampftemperaturen t_v in den Hochdruckcylindern der Zweicylinder- und Dreicylinder-Maschinen.*)

C. Zweicylinder-Condens.-Maschinen.

	reduc. Füllung $\frac{l_1}{l}$ =	0,25	0,20	0,15	0,125	0,10	0,08	0,07	0,06	0,05	0,04
$p = 4$; $t = 142{,}8$	l_1'/l =	0,50	0,40	0,30	0,25	0,20	0,16	0,14	0,12	0,10	.
	t_m =	136,3	133,1	128,7	125,7	122,0	118,3	116,0	113,6	111,0	.
	t_v =	110,7	108,0	104,4	102,0	99,2	96,4	94,6	93,0	91,3	.
$p = 6$; $t = 157{,}9$	l_1'/l =	0,610	0,488	0,366	0,305	0,244	0,195	0,171	0,146	0,122	0,098
	t_m =	153,5	150,5	145,9	142,8	138,8	134,8	132,4	129,4	126,7	123,1
	t_v =	121,5	119,2	115,8	113,5	110,5	107,6	105,9	103,9	101,8	99,3
$p = 8$; $t = 169{,}5$	l_1'/l =	0,694	0,556	0,417	0,347	0,278	0,222	0,194	0,167	0,139	0,111
	t_m =	166,3	163,4	158,9	155,7	151,6	147,3	144,8	142,0	138,6	134,6
	t_v =	129,0	127,1	124,1	121,9	119,0	115,9	114,2	112,2	109,8	107,2
$p = 10$; $t = 178{,}9$	l_1'/l =	0,781	0,625	0,469	0,391	0,312	0,250	0,219	0,187	0,156	0,125
	t_m =	176,7	174,2	169,8	166,6	162,4	158,1	156,2	152,4	148,8	144,6
	t_v =	133,7	132,7	130,3	128,5	125,7	122,8	121,1	118,9	116,3	113,5

D. Zweicylinder-Auspuff-Maschinen.

	reduc. Füllung $\frac{l_1}{l}$ =	0,25	0,20	0,15	0,125	0,10	0,08	0,07	0,06
$p = 8$; $t = 169{,}5$	l_1'/l =	0,50	0,40	0,30	0,25	0,20	.	.	.
	t_m =	161,9	158,2	153,1	149,6	145,4	.	.	.
	t_v =	138,4	135,7	132,1	129,8	127,1	.	.	.
$p = 10$; $t = 178{,}9$	l_1'/l =	0,582	0,465	0,349	0,291	0,233	0,186	.	.
	t_m =	172,5	169,6	164,5	161,1	156,6	152,2	.	.
	t_v =	144,5	142,7	139,5	137,4	134,3	131,7	.	.
$p = 12$; $t = 186{,}9$	l_1'/l =	0,676	0,541	0,406	0,338	0,270	0,216	0,189	.
	t_m =	183,0	179,8	174,9	171,4	166,9	162,2	159,4	.
	t_v =	150,5	148,6	145,7	143,5	140,4	138,1	136,5	.
$p = 14$; $t = 194{,}0$	l_1'/l =	0,781	0,625	0,469	0,391	0,312	0,250	0,219	0,188
	t_m =	191,6	188,9	184,1	180,8	176,3	171,6	168,7	165,4
	t_v =	153,9	153,2	150,6	148,8	146,4	143,9	142,2	140,2

E. Dreicylinder-Condens.-Maschinen.

	reduc. Füllung $\frac{l_1}{l}$ =	0,10	0,08	0,07	0,06	0,05	0,04	0,035	0,03	0,025	0,02
$p = 8$; $t = 169{,}5$	l_1'/l =	0,650	0,520	0,455	0,390	0,325	0,260	0,227	0,195	0,162	0,130
	t_m =	165,6	162,4	160,3	157,8	154,5	150,3	147,8	144,9	141,5	137,4
	t_v =	135,5	133,2	132,1	130,0	127,7	124,3	122,3	120,1	117,3	113,9
$p = 10$; $t = 178{,}9$	l_1'/l =	0,740	0,592	0,518	0,444	0,370	0,296	0,259	0,222	0,185	0,148
	t_m =	176,2	173,5	171,4	168,8	165,6	161,4	158,7	155,7	152,1	147,8
	t_v =	141,2	140,3	139,2	137,5	135,5	132,4	130,4	128,1	125,3	121,8
$p = 12$; $t = 186{,}9$	l_1'/l =		0,664	0,581	0,498	0,415	0,332	0,291	0,249	0,208	0,166
	t_m =	.	182,8	181,0	178,6	175,3	171,0	168,3	165,2	161,4	156,8
	t_v =	.	145,6	145,0	143,8	142,0	139,1	137,3	135,1	132,2	128,6
$p = 14$; $t = 194{,}0$	l_1'/l =	.	0,720	0,630	0,540	0,450	0,360	0,315	0,270	0,225	0,180
	t_m =	.	190,8	189,0	186,6	183,3	179,1	176,4	173,2	169,3	164,5
	t_v =	.	151,1	149,9	149,0	147,5	144,9	143,3	141,1	138,3	134,8

*) Die Ansätze dieser Tabellen entsprechen in der Gegend der besten normalen Füllung der Bedingung der gleichen Arbeitsvertheilung ohne Spannungsabfall. Dieselben gelten annähernd für (jedenfalls) geheizten Hochdruckcylinder, ob nun die anderen Cylinder und die Receiver geheizt sind oder nicht.

Zweite Abtheilung der Tabellen.

Tabellen für die Anwendung.

(Ausschliesslich der Maschinen mit hohem Dampfdruck.)

I. Hilfstabellen (α, β, γ).

Iα) Mittlere Werthe der „besten normalen" Füllungen d. i. der ökonomisch vortheilhaftesten Füllungen herzustellender Dampfmaschinen für ihre Normalleistung.

(Festgestellt von Professor A. Káš.)

Absol. Admiss. Spannung p (Athmosph. od. Kgr.)	Eincylinder-Auspuff-Maschinen		Condens.-Maschinen			
			Eincylinder-Masch.		Zweicylinder-Masch.	
	mit Coulisse nach Gooch, Stephenson etc.	mit Expans.-Steuerung	ohne Hemd	mit Hemd	ohne geheizten Receiv.	mit geheiztem Receiv.
$p = 3$	0,65—0,60	0,47—0,43	0,26—0,22	0,20—0,18	0,16—0,15	0,15—0,14
$p = 4$	0,53—0,46	0,39—0,33	0,20—0,17	0,15—0,13	0,125—0,115	0,11—0,105
$p = 5$	0,46—0,38	0,33—0,27	0,17—0,15	0,13—0,11	0,11—0,10	0,10—0,09
$p = 6$	0,40—0,32	0,28—0,22	0,15—0,13	0,11—0,09	0,09—0,08	0,08—0,075
$p = 8$	0,34—0,26	0,22—0,17	0,14—0,12	0,09—0,08	0,08—0,07	0,065—0,06
$p = 10$	0,29—0,23	0,18—0,13				

Note. Die grösseren von den angesetzten Füllungen gelten für kleinere Maschinen, die kleineren hingegen für grosse Maschinen. Die normalen Füllungen können etwas kleiner genommen werden (ohne jedoch unter die angesetzten kleineren Werthe namhaft herabzugehen) bei hohen Brennstoffpreisen und ununterbrochenem Maschinenbetriebe; hingegen können etwas grössere Füllungen (als selbst die angesetzten grösseren Werthe) für die Normalleistung in Aussicht genommen werden bei wohlfeilem Brennstoff oder für stark absätzigen Maschinenbetrieb. — Die Maschinen mit separater Einlass-Coulisse liegen auch betreffs der hier behandelten Füllungen zwischen den Maschinen mit Gooch'scher oder dgl. Coulisse und jenen mit Expansions-Steuerung, jedoch viel näher den letzteren.

Für eine bestehende Maschine ist diejenige kleinste Füllung als die beste anzusehen, bei welcher sie den jeweilig ihr angelasteten Widerstand (ohne eine Verminderung der Spannung) mit der gewünschten Geschwindigkeit bewältiget. Nur bei feuchtem Dampfe darf man drosseln, der Dampf soll aber nicht feucht sein!

Hilfstabelle I. β.

Passende Cylindervolumen-Verhältnisse $\frac{v}{V}$

bei den Zweicyl.-Cond.-Maschinen mit Doppelsteuerung, in Abhängigkeit von der reducierten (normalen) Füllung $\frac{l_1}{l}$ und der absoluten Admissions-Spannung p.

Note. Bei den Compound-Maschinen gelten die Angaben unter
a) für nahe gleiche Arbeitsvertheilung auf beide Cylinder,
b) im Mittel für gleiche Arbeitsvertheilung auf beide Cylinder einerseits und auf die einzelnen Quadranten andererseits. Die Angaben a) wären insbesondere nur anzuwenden, wenn die Masch. zeitweilig auch bedeutend über ihre normale Leistung ohne Spannungsabfall zu beanspruchen sein sollte.
Die übrigen Angaben gelten für nahe gleiche Arbeitsvertheilung auf beide Cylinder.

R bezeichnet das Receiver-Volumen.

Erklärung für die Anwendung	Absol. Admiss. Spann. p	Reduc. Füllung $\frac{l_1}{l}$	Compound-Maschinen a. $R = v$	Compound-Maschinen a. $R = V$	Compound-Maschinen b. $R = v$	Compound-Maschinen b. $R = V$	Receiver-Woolf-Masch. $R = V$	Receiver-Woolf-Masch. $R = v$	Corrigirte Woolf-Masch. $R = 0{,}5v$	Corrigirte Woolf-Masch. $R = 0{,}1V$
Bei mässigen (normalen) Expans.-Graden (bis zur Endspannung von 0,6 Atm.)	4	0,15	0,67	0,64	0,55	0,52	0,50	0,47	0,43	0,41
	5	0,12	0,62	0,57	0,50	0,46	0,44	0,41	0,38	0,36
	6	0,10	0,56	0,52	0,45	0,42	0,40	0,37	0,34	0,32
	7	0,086	0,53	0,48	0,42	0,39	0,37	0,34	0,30	0,29
	8	0,075	0,50	0,44	0,40	0,36	0,35	0,32	0,28	0,27
	9	0,067	0,47	0,41	0,38	0,34	0,33	0,30	0,27	0,26
	10	0,060	0,45	0,39	0,36	0,32	0,31	0,28	0,25	0,24
Bei mittleren (normalen) Expans.-Graden (bis zur Endspannung von 0,5 Atm.)	4	0,125	0,59	0,56	0,48	0,45	0,44	0,41	0,37	0,35
	5	0,100	0,54	0,50	0,44	0,40	0,39	0,36	0,33	0,31
	6	0,083	0,49	0,46	0,40	0,37	0,35	0,32	0,30	0,28
	7	0,071	0,46	0,42	0,37	0,34	0,33	0,30	0,27	0,26
	8	0,0625	0,44	0,38	0,35	0,32	0,31	0,28	0,24	0,24
	9	0,0556	0,41	0,36	0,33	0,30	0,29	0,26	0,23	0,23
	10	0,050	0,39	0,34	0,31	0,28	0,27	0,24	0,22	0,22
Bei hohen (normalen) Expans.-Graden (bis zur Endspannung von 0,4 Atm.)	4	0,10	0,50	0,48	0,41	0,39	0,37	0,35	0,32	0,29
	5	0,08	0,46	0,43	0,37	0,34	0,33	0,31	0,28	0,26
	6	0,067	0,42	0,39	0,34	0,31	0,30	0,28	0,25	0,24
	7	0,057	0,40	0,36	0,32	0,29	0,28	0,26	0,23	0,22
	8	0,050	0,37	0,33	0,30	0,27	0,26	0,24	0,21	0,21
	9	0,044	0,35	0,31	0,28	0,25	0,25	0,22	0,20	0,20
	10	0,040	0,34	0,29	0,27	0,24	0,23	0,21	0,19	0,19

Ad I. β. Vorläufige Werthe der Füllung X des Expansions-Cylinders

zur Vermeidung des Spannungsabfalls bei den Zweicylinder-Maschinen mit gleichsinniger oder entgegengesetzter Kolbenbewegung.

(V Volumen des Expansions-, v jenes des Hochdruck-Cylinders.)

Receiv. Vol. $R =$	0,06 V	0,1 V	0,15 V	0,2 V	0,3 V	0,4 V	0,6 V	0,8 V	V
$\frac{v}{V} = 0{,}5$; $X =$	0,88	0,84	0,79	0,76	0,71	0,67	0,63	0,60	0,58
„ $= 0{,}4$; „ $=$	0,81	0,74	0,69	0,65	0,59	0,55	0,50	0,48	0,46
„ $= 0{,}333$; „ $=$	0,73	0,66	0,59	0,55	0,49	0,46	0,42	0,39	0,38
„ $= 0{,}3$; „ $=$	0,69	0,60	0,54	0,49	0,44	0,41	0,37	0,35	0,33
„ $= 0{,}25$; „ $=$	0,60	0,51	0,45	0,41	0,36	0,33	0,30	0,28	0,27

Bei den Compound-Maschinen (mit Kurbeln unter 90° oder dergl.) ist vorläufig $X = \frac{v}{V}$ zu machen.

Die Füllung X ist an der in Gang gesetzten Maschine nach Massgabe der abgenommenen Indicator-Diagramme definitiv zu adjustieren, in der Regel um einiges zu erhöhen

Hilfstabelle I. γ.

Mässige Kolbengeschwindigkeiten c (in Met.)

zum beiläufigen Anhaltspuncte der anzunehmenden Kolbengeschwindigkeit einer herzustellenden Dampfmaschine von bestimmter (bei Zwillingsmaschinen auf einen Cylinder entfallender) Normalleistung N (indic. oder Netto).

N (Pfdkft.)	Absol. Admiss.-Spannung p in Kgr. od. Atmosph.							
	3	4	5	6	7	8	9	10
2	0,86	0,96	1,02	1,09	1,15	1,20	1,25	1,30
3	0,89	0,99	1,06	1,13	1,19	1,24	1,29	1,35
5	0,94	1,05	1,13	1,21	1,26	1,32	1,38	1,44
7	0,99	1,09	1,18	1,25	1,32	1,38	1,43	1,49
10	1,02	1,14	1,22	1,31	1,37	1,43	1,50	1,56
15	1,08	1,19	1,28	1,37	1,45	1,50	1,56	1,62
20	1,13	1,24	1,33	1,42	1,49	1,55	1,61	1,67
30	1,20	1,31	1,40	1,48	1,56	1,63	1,70	1,77
40	1,25	1,37	1,45	1,55	1,62	1,69	1,75	1,82
60	1,38	1,49	1,55	1,64	1,72	1,78	1,84	1,91
80	1,45	1,54	1,62	1,72	1,79	1,86	1,92	1,99
100	1,51	1,62	1,70	1,78	1,85	1,92	1,98	2,05
150	1,62	1,75	1,84	1,94	2,00	2,05	2,11	2,16
200	1,70	1,84	1,95	2,05	2,11	2,18	2,24	2,31
250	1,74	1,91	2,03	2,13	2,20	2,28	2,35	2,43
300	1,81	1,98	2,09	2,20	2,27	2,35	2,42	2,50
400	.	2,12	2,24	2,31	2,39	2,47	2,55	2,63
500	.	.	2,31	2,41	2,49	2,58	2,66	2,74
600	.	.	2,34	2,47	2,57	2,66	2,74	2,83
800	.	.	.	2,54	2,68	2,78	2,88	2,97
1000	.	.	.	.	2,80	2,90	3,01	3,11

Corrections-Coëfficienten für c bei einem ungewöhnlichen (von 2 : 1 namhaft verschiedenen) Hubverhältnisse $l : D$.

Wenn $\frac{l}{D}$ =	0,5	0,75	1	1,5	2	2,5	3	4	5
Corr. Coëff. =	0,57	0,67	0,75	0,90	1	1,1	1,2	1,3	1,4

Die obigen Ansätze für c sind empirisch; man kann dieselben abrunden, und von denselben aus verschiedenen Gründen auch überhaupt abweichen, insbesondere dieselben insoweit erhöhen, als dies durch die Umstände geboten und die gewünschte Sicherheit des Maschinenbetriebes hierbei dauernd gewährleistet ist; um 20 bis 25% vergrössert geben dieselben beiläufig die „mittelgrossen Kolbengeschwindigkeiten" der folgenden Tabelle; die Erhöhung um 40 bis 50% führt zu „grossen" Kolbengeschwindigkeiten schnell gehender Maschinen. Für $N >$ 1000 Pfdk. schätze man den Kolbenhub l vorläufig und beurtheile c nach der folgenden Tabelle.

Mittelgrosse Kolbengeschwindigkeiten

nach des Verfassers Hauptregel: $c = 0{,}9 \sqrt{pl}$

p =	3	4	5	6	7	8	9	10
l = 0,35 m	0,92	1,06	1,19	1,30	1,41	1,51	1,60	1,68
0,40	0,99	1,14	1,27	1,39	1,51	1,61	1,71	1,80
0,45	1,05	1,21	1,35	1,48	1,60	1,71	1,81	1,91
0,50	1,10	1,27	1,42	1,56	1,68	1,80	1,91	2,01
l = 0,6 m	1,21	1,39	1,56	1,71	1,84	1,97	2,09	2,20
0,7	1,30	1,51	1,68	1,84	1,99	2,13	2,26	2,38
0,8	1,39	1,61	1,80	1,97	2,13	2,28	2,42	2,55
0,9	1,48	1,71	1,91	2,09	2,26	2,42	2,56	2,70
l = 1,0 m	1,56	1,80	2,01	2,20	2,38	2,55	2,70	2,85
1,2	1,71	1,97	2,20	2,42	2,61	2,79	2,96	3,12
1,4	1,84	2,13	2,38	2,61	2,82	3,01	3,20	3,37
1,6	1,97	2,28	2,55	2,79	3,01	3,22	3,42	3,60
1,8	2,09	2,42	2,70	2,96	3,20	3,42	3,62	3,82
l = 2,0 m	2,20	2,55	2,85	3,12	3,37	3,60	3,82	4,03
2,5	2,47	2,85	3,18	3,49	3,77	4,03	4,27	4,50
3,0	2,70	3,12	3,49	3,82	4,13	4,41	4,68	4,93
3,5	2,92	3,37	3,77	4,13	4,46	4,76	5,05	5,32

Die Angaben dieser Tabelle um etwa 20% vermindert geben „mässige" Geschwindigkeiten, um etwa 30% vergrössert aber „grosse" Kolbengeschwindigkeiten schnell gehender Maschinen (für Locomotiven, Torpedoboote, Dynamo etc.)

Tabelle II.

Vorläufige Wirkungsgrade η nebst $\frac{1}{\eta}$ in der Gegend der meist gebräuchlichen Füllungen.

Die nachstehenden Wirkungsgrade sind für gewöhnliche, minder vollkommene Maschinen beiläufig passend; für exacte Maschinen sind dieselben ansehnlich, jedoch gleichmässig unterschätzt.

$\frac{N_n}{c}$ Pfdk. (Netto)	Auspuff-Maschinen			Condens.-Maschinen: Eincylinder-			Condens.-Maschinen: Zweicylinder-		
	$\frac{N_i}{c}$ Pfdk. (indic.)	η	$\frac{1}{\eta}$	$\frac{N_i}{c}$ Pfdk. (indic.)	η	$\frac{1}{\eta}$	$\frac{N_i}{c}$ Pfdk. (indic.)	η	$\frac{1}{\eta}$
2,5	3,3	0,757	1,320	.	.	.	.	.	.
3	3,9	0,759	1,318	.	.	.	.	.	.
3,5	4,6	0,760	1,315	.	.	.	.	.	.
4	5,2	0,762	1,313	.	.	.	.	.	.
4,5	5,9	0,763	1,311	.	.	.	.	.	.
5	6,5	0,765	1,308	7,2	0,712	1,405	.	.	.
5,5	7,2	0,766	1,306	7,8	0,714	1,401	.	.	.
6	7,8	0,767	1,304	8,5	0,716	1,397	.	.	.
6,5	8,5	0,768	1,302	9,1	0,718	1,393	.	.	.
7	9,1	0,769	1,300	9,8	0,720	1,390	.	.	.
7,5	9,7	0,770	1,298	10,4	0,722	1,386	.	.	.
8	10,4	0,771	1,297	11,1	0,723	1,383	.	.	.
8,5	11,0	0,772	1,296	11,7	0,724	1,381	.	.	.
9	11,6	0,773	1,295	12,4	0,726	1,378	.	.	.
9,5	12,3	0,774	1,293	13,1	0,727	1,375	.	.	.
10	12,9	0,775	1,291	13,7	0,729	1,372	14,6	0,685	1,460
11	14,2	0,776	1,288	15,0	0,731	1,368	15,9	0,689	1,452
12	15,4	0,778	1,285	16,3	0,734	1,363	17,3	0,693	1,443
13	16,7	0,780	1,283	17,6	0,736	1,359	18,6	0,697	1,435
14	17,9	0,781	1,280	19,0	0,738	1,354	20,0	0,701	1,427
15	19,2	0,783	1,278	20,3	0,741	1,350	21,3	0,705	1,418
16	20,4	0,784	1,276	21,5	0,743	1,346	22,6	0,709	1,411
17	21,6	0,785	1,274	22,8	0,745	1,343	23,8	0,712	1,404
18	22,9	0,787	1,272	24,1	0,747	1,339	25,1	0,716	1,397
19	24,1	0,788	1,269	25,4	0,749	1,336	26,4	0,719	1,390
20	25,3	0,789	1,267	26,6	0,751	1,332	27,7	0,723	1,383
22	27,8	0,791	1,264	29,1	0,754	1,326	30,2	0,727	1,376
24	30,2	0,794	1,260	31,6	0,758	1,320	32,8	0,731	1,369
26	32,6	0,796	1,257	34,1	0,761	1,314	35,3	0,734	1,362
28	35,1	0,798	1,253	36,6	0,765	1,308	37,9	0,738	1,355
30	37,5	0,800	1,250	39,1	0,768	1,302	40,4	0,742	1,348
32	39,8	0,803	1,246	41,5	0,771	1,297	42,9	0,745	1,343
34	42,2	0,806	1,241	43,9	0,774	1,292	45,5	0,747	1,339
36	44,5	0,808	1,237	46,3	0,777	1,287	48,0	0,750	1,334
38	46,8	0,811	1,233	48,7	0,780	1,282	50,5	0,752	1,329
40	49,1	0,814	1,229	51,1	0,783	1,277	53,0	0,755	1,325
42	51,5	0,815	1,226	53,5	0,785	1,275	55,4	0,757	1,320
44	53,8	0,817	1,224	55,9	0,786	1,272	57,9	0,760	1,316
46	56,2	0,818	1,222	58,4	0,788	1,269	60,3	0,762	1,312
48	58,6	0,820	1,220	60,8	0,789	1,267	62,7	0,765	1,308
50	60,9	0,821	1,218	63,2	0,791	1,264	65,2	0,767	1,304
55	66,7	0,824	1,214	69,2	0,794	1,260	71,2	0,772	1,298
60	72,5	0,827	1,210	75,2	0,797	1,255	77,3	0,777	1,291
65	78,2	0,829	1,206	81,1	0,800	1,250	83,3	0,782	1,285
70	84,0	0,832	1,202	87,1	0,803	1,245	89,4	0,784	1,279

Fortsetzung und Schluss der Tabelle II.

$\frac{N_e}{c}$ Pfdk. (Netto)	Auspuff-Maschinen			Condens.-Maschinen					
				Eincylinder-			Zweicylinder-		
	$\frac{N_i}{c}$ Pfdk. (indic.)	η	$\frac{1}{\eta}$	$\frac{N_i}{c}$ Pfdk. (indic.)	η	$\frac{1}{\eta}$	$\frac{N_i}{c}$ Pfdk. (indic.)	η	$\frac{1}{\eta}$
75	89,8	0,835	1,198	93,1	0,806	1,241	95,4	0,786	1,272
80	95,5	0,837	1,195	98,9	0,809	1,237	101,6	0,787	1,270
85	101,2	0,839	1,192	104,7	0,811	1,233	107,7	0,789	1,268
90	106,9	0,841	1,189	110,5	0,814	1,229	113,8	0,790	1,265
95	112,6	0,843	1,186	116,3	0,816	1,225	120,0	0,792	1,263
100	118	0,845	1,183	122	0,819	1,221	126	0,793	1,261
110	130	0,846	1,182	134	0,821	1,218	138	0,796	1,257
120	141	0,848	1,180	146	0,823	1,215	150	0,799	1,252
130	153	0,849	1,178	157	0,825	1,212	162	0,801	1,248
140	165	0,851	1,176	169	0,827	1,209	174	0,804	1,243
150	176	0,852	1,174	181	0,829	1,206	186	0,807	1,239
160	187	0,854	1,172	193	0,830	1,204	198	0,808	1,238
170	199	0,855	1,169	204	0,832	1,202	210	0,809	1,236
180	210	0,857	1,167	216	0,833	1,200	222	0,810	1,235
190	221	0,858	1,165	228	0,835	1,198	234	0,811	1,233
200	233	0,860	1,163	239	0,836	1,196	246	0,812	1,232
220	255	0,862	1,161	262	0,838	1,193	270	0,813	1,230
240	278	0,863	1,159	285	0,841	1,189	294	0,814	1,228
260	300	0,865	1,157	308	0,843	1,186	319	0,816	1,226
280	323	0,866	1,154	331	0,846	1,183	343	0,817	1,224
300	346	0,868	1,152	354	0,848	1,179	367	0,818	1,223
320	368	0,869	1,151	377	0,849	1,178	391	0,819	1,221
340	391	0,870	1,150	400	0,850	1,176	414	0,820	1,220
360	413	0,870	1,149	423	0,851	1,175	438	0,821	1,218
380	436	0,871	1,148	446	0,852	1,174	462	0,822	1,217
400	459	0,872	1,147	469	0,853	1,172	486	0,823	1,215
420	482	0,873	1,146	492	0,854	1,171	510	0,824	1,214
440	505	0,874	1,144	515	0,855	1,170	533	0,825	1,212
460	528	0,875	1,143	537	0,856	1,168	557	0,826	1,211
480	551	0,876	1,142	560	0,857	1,167	580	0,827	1,209
500	574	0,877	1,140	583	0,858	1,166	604	0,828	1,208
550	629	0,879	1,138	639	0,860	1,163	663	0,830	1,205
600	683	0,881	1,136	696	0,862	1,161	721	0,831	1,203
650	738	0,882	1,133	752	0,863	1,158	780	0,833	1,201
700	792	0,884	1,131	808	0,865	1,156	838	0,834	1,199
750	847	0,886	1,129	865	0,867	1,153	897	0,836	1,196
800	902	0,887	1,128	922	0,868	1,153	956	0,837	1,195
850	958	0,887	1,127	979	0,868	1,152	1015	0,838	1,194
900	1014	0,888	1,126	1036	0,869	1,151	1073	0,838	1,193
950	1069	0,888	1,126	1093	0,869	1,150	1132	0,839	1,192
1000	1125	0,889	1,125	1149	0,870	1,149	1191	0,840	1,191
1100	1235	0,890	1,123	1262	0,871	1,148	1306	0,842	1,188
1200	1345	0,892	1,121	1374	0,873	1,146	1422	0,843	1,186
1300	1455	0,893	1,120	1486	0,874	1,144	1538	0,845	1,184
1400	1565	0,895	1,118	1598	0,876	1,142	1653	0,846	1,181
1500	1674	0,896	1,116	1711	0,877	1,140	1769	0,848	1,179
1600	1783	0,897	1,115	1822	0,878	1,139	1883	0,849	1,178
1700	1892	0,898	1,114	1933	0,879	1,138	1998	0,850	1,176
1800	2002	0,899	1,113	2045	0,880	1,136	2113	0,852	1,174
1900	2111	0,900	1,111	2156	0,881	1,135	2227	0,853	1,173
2000	2220	0,901	1,110	2268	0,882	1,134	2342	0,854	1,171

Tab. III. A.

Indicirte Spannungen p_i

(in Atmosph. à 1 Kgr. pro Qu.-Centim.)

bei den Auspuff-Maschinen mit Coulissen-Steuerung,

a) mit Coulissen-Steuerung nach Gooch, Stephenson etc.

Abs. Adm. Spannung p in Atm. (Kgr. pro Qu.-Centim.) \ $\frac{l_1}{l}$ = (Füllung)	0,125	0,15	0,20	0,25	0,3	0,333	0,4	0,5	0,6	0,7	0,8	$\frac{l_1}{l}$ =
$p = 3$	.	.	.	.	.	0,535	0,771	1,071	1,315	1,512	1,667	$p = 3$
$3\frac{1}{4}$	.	.	.	.	0,545	0,684	0,936	1,256	1,517	1,727	1,893	$3\frac{1}{4}$
$3\frac{1}{2}$	.	.	.	.	0,684	0,832	1,100	1,441	1,719	1,943	2,120	$3\frac{1}{2}$
$3\frac{3}{4}$	.	.	.	0,584	0,823	0,980	1,265	1,626	1,921	2,159	2,347	$3\frac{3}{4}$
$p = 4$	.	.	.	0,706	0,963	1,129	1,430	1,811	2,123	2,374	2,574	$p = 4$
$4\frac{1}{4}$	.	.	0,568	0,829	1,101	1,277	1,594	1,996	2,335	2,590	2,801	$4\frac{1}{4}$
$4\frac{1}{2}$	.	.	0,665	0,951	1,241	1,425	1,759	2,182	2,527	2,805	3,027	$4\frac{1}{2}$
$4\frac{3}{4}$	.	0,430	0,762	1,073	1,380	1,574	1,923	2,367	2,728	3,021	3,254	$4\frac{3}{4}$
$p = 5$	.	0,494	0,859	1,196	1,520	1,722	2,088	2,552	2,930	3,237	3,481	$p = 5$
$5\frac{1}{2}$	0,394	0,623	1,052	1,440	1,799	2,019	2,417	2,922	3,334	3,668	3,934	$5\frac{1}{2}$
6	0,478	0,751	1,246	1,685	2,077	2,315	2,746	3,292	3,738	4,099	4,388	6
$6\frac{1}{2}$	0,568	0,883	1,444	1,929	2,356	2,612	3,075	3,662	4,142	4,530	4,841	$6\frac{1}{2}$
$p = 7$	0,659	1,016	1,641	2,173	2,635	2,909	3,404	4,032	4,545	4,961	5,295	$p = 7$
$7\frac{1}{2}$	0,749	1,148	1,839	2,418	2,913	3,206	3,733	4,403	4,949	5,393	5,748	$7\frac{1}{2}$
8	0,839	1,280	2,036	2,662	3,192	3,502	4,062	4,773	5,353	5,824	6,202	8
$8\frac{1}{2}$	0,929	1,412	2,234	2,906	3,471	3,799	4,391	5,143	5,757	6,255	6,655	$8\frac{1}{2}$
$p = 9$	1,020	1,544	2,431	3,150	3,749	4,096	4,721	5,513	6,161	6,686	7,109	$p = 9$
$9\frac{1}{2}$	1,110	1,677	2,629	3,394	3,928	4,392	5,050	5,883	6,564	7,117	7,562	$9\frac{1}{2}$
10	1,200	1,809	2,827	3,639	4,307	4,689	5,379	6,254	6,968	7,549	8,016	10

Zu Tab. III. A.

b) mit separater Einlass-Coulisse.

$\frac{l_1}{l}=$	0,8	0,7	0,6	0,5	0,4	0,333	0,3	0,25	0,20	0,15	0,125	0,10	$=\frac{l_1}{l}$ (Füllung)
													Abs. Adm. Spannung p in Atm. (Kgr. pro Qu.-Centim.)
$p=3$	1,703	1,603	1,469	1,294	1,069	0,886	0,783	0,612	0,418	0,196	.	.	$p=3$
$3\frac{1}{4}$	1,934	1,826	1,681	1,490	1,246	1,048	0,937	0,751	0,540	0,300	.	.	$3\frac{1}{4}$
$3\frac{1}{2}$	2,165	2,048	1,892	1,687	1,424	1,210	1,090	0,890	0,663	0,403	0,257	.	$3\frac{1}{2}$
$3\frac{3}{4}$	2,396	2,271	2,103	1,884	1,602	1,373	1,244	1,029	0,786	0,507	0,350	.	$3\frac{3}{4}$
$p=4$	2,627	2,494	2,315	2,081	1,780	1,535	1,398	1,168	0,908	0,610	0,442	0,261	$p=4$
$4\frac{1}{4}$	2,859	2,716	2,526	2,277	1,957	1,697	1,551	1,307	1,031	0,714	0,535	0,342	$4\frac{1}{4}$
$4\frac{1}{2}$	3,090	2,939	2,738	2,474	2,135	1,860	1,705	1,447	1,153	0,817	0,628	0,422	$4\frac{1}{2}$
$4\frac{3}{4}$	3,321	3,162	2,949	2,671	2,313	2,022	1,858	1,586	1,276	0,921	0,721	0,503	$4\frac{3}{4}$
$p=5$	3,552	3,384	3,161	2,867	2,491	2,184	2,012	1,725	1,398	1,024	0,813	0,584	$p=5$
$5\frac{1}{2}$	4,014	3,830	3,584	3,260	2,846	2,509	2,319	2,003	1,644	1,231	0,999	0,746	$5\frac{1}{2}$
6	4,476	4,275	4,007	3,654	3,202	2,833	2,626	2,281	1,889	1,438	1,184	0,907	6
$6\frac{1}{2}$	4,938	4,721	4,429	4,047	3,557	3,158	2,934	2,559	2,134	1,644	1,369	1,069	$6\frac{1}{2}$
$p=7$	5,401	5,166	4,852	4,440	3,913	3,483	3,241	2,838	2,379	1,851	1,554	1,230	$p=7$
$7\frac{1}{2}$	5,863	5,611	5,275	4,834	4,268	3,807	3,548	3,116	2,624	2,058	1,740	1,392	$7\frac{1}{2}$
8	6,325	6,057	5,698	5,227	4,624	4,132	3,856	3,394	2,869	2,265	1,925	1,554	8
$8\frac{1}{2}$	6,787	6,502	6,121	5,620	4,979	4,456	4,162	3,672	3,114	2,472	2,110	1,715	$8\frac{1}{2}$
$p=9$	7,249	6,948	6,544	6,013	5,335	4,781	4,470	3,950	3,359	2,679	2,296	1,877	$p=9$
$9\frac{1}{2}$	7,712	7,393	6,967	6,407	5,690	5,106	4,777	4,229	3,604	2,886	2,481	2,038	$9\frac{1}{2}$
10	8,173	7,838	7,389	6,800	6,045	5,430	5,084	4,507	3,849	3,094	2,666	2,200	10

Tab. III. B.

Indicirte Spannungen p_1

(in Atmosph. à 1 Kgr. pro Qu.-Centim.)

bei den **Auspuff**-Maschinen mit **Expansions**-Steuerung,

a) ohne Dampfhemd.

Die Emissionsspannung (p') durchaus = 1,13 Atmosph. angenommen.

mit kleinem schädl. Raume				$\frac{l_1}{l} =$	0,8	0,7	0,6	0,5	0,4	0,333	0,3	0,25	0,20	0,15	0,125	0,10	$= \frac{l_1}{l}$ (Füll.) Abs. Adm. Spannung p in Atm. (Kgr. pro Qu.-Centim.)
0,20	0,15	0,125	0,10														
.	.	.	.	$p = 3$	1,700	1,606	1,474	1,298	1,070	0,883	0,777	0,601	.	.	.	.	$p = 3$
.	.	.	.	3¼	1,938	1,836	1,693	1,502	1,255	1,052	0,938	0,747	.	.	.	.	3¼
0,643	.	.	.	3½	2,175	2,066	1,911	1,706	1,440	1,222	1,099	0,893	0,659	.	.	.	3½
0,771	.	.	.	3¾	2,413	2,295	2,130	1,910	1,625	1,391	1,259	1,039	0,788	.	.	.	3¾
0,899	0,570	.	.	$p = 4$	2,650	2,525	2,349	2,114	1,810	1,561	1,420	1,185	0,918	0,611	.	.	$p = 4$
1,027	0,677	.	.	4¼	2,888	2,755	2,567	2,318	1,995	1,730	1,580	1,331	1,047	0,721	.	.	4¼
1,155	0,785	0,576	.	4½	3,125	2,984	2,786	2,522	2,180	1,899	1,741	1,477	1,176	0,831	0,638	.	4½
1,283	0,892	0,672	.	4¾	3,363	3,214	3,005	2,726	2,365	2,069	1,902	1,623	1,305	0,941	0,737	.	4¾
1,411	1,000	0,768	.	$p = 5$	3,600	3,444	3,223	2,930	2,550	2,239	2,063	1,769	1,435	1,051	0,837	.	$p = 5$
1,667	1,215	0,960	.	5½	4,075	3,903	3,660	3,338	2,920	2,577	2,384	2,061	1,693	1,271	1,035	.	5½
1,923	1,430	1,152	0,849	6	4,550	4,362	4,098	3,746	3,290	2,916	2,705	2,353	1,952	1,491	1,234	0,955	6
2,179	1,645	1,343	1,015	6½	5,025	4,822	4,535	4,154	3,660	3,255	3,026	2,645	2,210	1,711	1,433	1,130	6½
2,435	1,860	1,535	1,182	$p = 7$	5,500	5,281	4,972	4,562	4,030	3,594	3,348	2,937	2,469	1,931	1,631	1,306	$p = 7$
2,692	2,075	1,727	1,349	7½	5,975	5,741	5,410	4,970	4,400	3,933	3,669	3,229	2,727	2,152	1,830	1,481	7½
2,948	2,290	1,919	1,515	8	6,450	6,200	5,847	5,378	4,770	4,272	3,990	3,520	2,986	2,372	2,029	1,656	8
3,204	2,505	2,111	1,682	8½	6,925	6,659	6,284	5,786	5,140	4,611	4,312	3,812	3,244	2,592	2,227	1,832	8½
3,460	2,720	2,302	1,848	$p = 9$	7,400	7,119	6,721	6,194	5,510	4,950	4,633	4,104	3,503	2,812	2,426	2,007	$p = 9$
3,716	2,934	2,494	2,015	9½	7,875	7,578	7,159	6,602	5,880	5,289	4,954	4,396	3,761	3,032	2,625	2,183	9½
3,972	3,149	2,686	2,181	10	8,350	8,037	7,596	7,010	6,250	5,627	5,275	4,688	4,019	3,252	2,823	2,358	10

Bei der Compression des Vorderdampfes auf eine gewisse Endspannung p_e ist von dem jeweiligen Betrage der indicirten Spannung p_1 je nach der Grösse m des schädl. Raumes ein Betrag Δ zu subtrahiren, und zwar:

für $p =$	3	3½	4	4½	5	5½	6	6½	7	8	9	10
wenn $m = 0{,}05$, $\Delta =$	0,036	0,063	0,092	0,128	0,165	0,207	0,253	0,300	0,351	0,453	0,557	0,669
„ $m = 0{,}035$, $\Delta =$	.	0,041	0,064	0,091	0,118	0,150	0,176	0,217	0,236	0,302	0,372	0,449
hiebei, wenn $m = 0{,}05$, $\frac{l_1}{l} =$	0,92	0,90	0,88	0,86	0,84	0,82	0,80	0,78	0,76	0,72	0,67	0,63
„ $m = 0{,}035$, $\frac{l_1}{l} =$	.	0,93	0,92	0,90	0,89	0,87	0,86	0,84	0,83	0,80	0,77	0,74

Zu Tab. III. B.

b) mit Dampfhemd.

Die Emissionsspannung (p') durchaus = 1,13 Atmosph. angenommen.

mit kleinem schädl. Raume				$\frac{l_1}{l} =$	0,8	0,7	0,6	0,5	0,4	0,333	0,3	0,25	0,20	0,15	0,125	0,10	$= \frac{l_1}{l}$ (Füll.)
0,20	0,15	0,125	0,10														Abs. Adm. Spannung p in Atm. (Kgr. pro Qu.-Centim.)
.	.	.	.	$p = 3$	1,712	1,625	1,499	1,330	1,108	0,926	0,823	0,651	.	.	.	.	$p = 3$
.	.	.	.	$3\frac{1}{4}$	1,950	1,856	1,720	1,536	1,297	1,099	0,987	0,801	.	.	.		$3\frac{1}{4}$
0,705	.	.	.	$3\frac{1}{2}$	2,189	2,087	1,941	1,743	1,485	1,272	1,152	0,951	0,722	.	.	.	$3\frac{1}{2}$
0,838	.	.	.	$3\frac{3}{4}$	2,427	2,318	2,162	1,950	1,673	1,445	1,316	1,101	0,856	.	.	.	$3\frac{3}{4}$
0,970	0,648	.	.	$p = 4$	2,666	2,549	2,382	2,156	1,861	1,618	1,481	1,251	0,990	0,690	.	.	$p = 4$
1,103	0,760	.	/	$4\frac{1}{4}$	2,904	2,781	2,603	2,363	2,049	1,791	1,645	1,402	1,124	0,805	.	.	$4\frac{1}{4}$
1,235	0,873	0,668	.	$4\frac{1}{2}$	3,143	3,012	2,824	2,570	2,238	1,964	1,809	1,552	1,257	0,920	0,733	.	$4\frac{1}{2}$
1,368	0,985	0,769	.	$4\frac{3}{4}$	3,381	3,243	3,045	2,776	2,426	2,137	1,974	1,702	1,391	1,035	0,837	.	$4\frac{3}{4}$
1,500	1,097	0,870	.	$p = 5$	3,620	3,474	3,265	2,983	2,614	2,310	2,138	1,852	1,525	1,151	0,942	.	$p = 5$
1,765	1,322	1,072	.	$5\frac{1}{2}$	4,097	3,937	3,707	3,396	2,990	2,656	2,467	2,152	1,793	1,381	1,151	.	$5\frac{1}{2}$
2,030	1,546	1,274	0,978	6	4,574	4,399	4,148	3,810	3,367	3,002	2,796	2,452	2,060	1,611	1,360	1,090	6
2,295	1,771	1,476	1,155	$6\frac{1}{2}$	5,051	4,862	4,590	4,223	3,743	3,348	3,125	2,752	2,327	1,841	1,570	1,276	$6\frac{1}{2}$
2,560	1,996	1,678	1,332	$p = 7$	5,528	5,324	5,031	4,636	4,120	3,694	3,454	3,052	2,595	2,071	1,779	1,463	$p = 7$
2,825	2,221	1,880	1,509	$7\frac{1}{2}$	6,005	5,786	5,473	5,050	4,496	4,040	3,782	3,353	2,863	2,301	1,988	1,649	$7\frac{1}{2}$
3,090	2,445	2,082	1,687	8	6,482	6,249	5,914	5,463	4,872	4,386	4,111	3,653	3,130	2,531	2,197	1,836	8
3,355	2,670	2,284	1,864	$8\frac{1}{2}$	6,959	6,711	6,356	5,876	5,249	4,732	4,440	3,953	3,398	2,761	2,406	2,023	$8\frac{1}{2}$
3,620	2,895	2,486	2,041	$p = 9$	7,436	7,174	6,797	6,289	5,625	5,078	4,769	4,253	3,665	2,991	2,616	2,209	$p = 9$
3,885	3,119	2,688	2,219	$9\frac{1}{2}$	7,913	7,636	7,239	6,703	6,002	5,424	5,098	4,553	3,933	3,222	2,825	2,369	$9\frac{1}{2}$
4,151	3,344	2,890	2,396	10	8,389	8,099	7,681	7,116	6,378	5,770	5,426	4,853	4,200	3,451	3,034	2,583	10

Bei der Compression des Vorderdampfes auf eine gewisse Endspannung $\underset{\cdot}{p}$ ist von dem jeweiligen Betrage der indicirten Spannung p_1 je nach der Grösse m des schädl. Raumes der Betrag Δ zu subtrahiren, und zwar:

für $\underset{\cdot}{p} =$	3	3½	4	4½	5	5½	6	6½	7	8	9	10
wenn $m = 0{,}05$, $\Delta =$	0,023	0,047	0,081	0,114	0,149	0,182	0,216	0,256	0,292	0,373	0,463	0,568
„ $m = 0{,}035$, $\Delta =$	.	0,029	0,049	0,074	0,099	0,125	0,150	0,178	0,207	0,266	0,324	0,405
hiebei, wenn $m = 0{,}05$, $\frac{l_1}{l} =$	0,93	0,92	0,90	0,88	0,87	0,85	0,83	0,82	0,80	0,77	0,73	0,70
„ $m = 0{,}035$, $\frac{l_1}{l}$ –	.	0,94	0,93	0,92	0,90	0,89	0,88	0,87	0,86	0,83	0,81	0,79

Tab. III. C.

Indicirte Spannungen p_i

(in Atmosph. à 1 Kgr. pro Qu.-Centim.)

bei den Eincylinder-Condens.-Maschinen.

a) ohne Dampfhemd.

Die Emissionsspannung (p') durchaus = 0,21 Atmosph. angenommen.

mit kleinem schädl. Raume (3 bis 2%)						$\frac{l_1}{l}$ =	0,7	0,6	0,5	0,4	0,333	0,3	0,25	0,20	0,15	0,125	0,10	0,07	0,05	= $\frac{l_1}{l}$ (Füll.)
0,20	0,15	0,125	0,10	0,07	0,05		Abs. Adm. Spannung p in Atm. (Kgr. pro Qu.-Centim.)													
1,039	0,835	0,721	0,596	0,431	0,308	$p = 2\frac{1}{2}$	2,062	1,948	1,799	1,607	1,451	1,363	1,217	1,051	0,861	0,755	0,640	0,488	0,376	$p = 2\frac{1}{2}$
1,165	0,941	0,815	0,678	0,496	0,361	$2\frac{3}{4}$	2,290	2,165	2,000	1,789	1,618	1,521	1,360	1,178	0,969	0,852	0,726	0,559	0,436	$2\frac{3}{4}$
1,291	1,046	0,909	0,759	0,561	0,414	$p = 3$	2,518	2,382	2,202	1,972	1,785	1,679	1,504	1,305	1,077	0,949	0,812	0,629	0,495	$p = 3$
1,417	1,152	1,003	0,841	0,626	0,466	$3\frac{1}{4}$	2,747	2,598	2,404	2,155	1,952	1,838	1,648	1,432	1,185	1,047	0,898	0,700	0,555	$3\frac{1}{4}$
1,543	1,257	1,097	0,922	0,691	0,519	$3\frac{1}{2}$	2,975	2,815	2,606	2,338	2,119	1,996	1,791	1,559	1,293	1,144	0,984	0,771	0,615	$3\frac{1}{2}$
1,669	1,363	1,191	1,004	0,756	0,572	$3\frac{3}{4}$	3,203	3,032	2,808	2,520	2,286	2,154	1,935	1,686	1,401	1,242	1,070	0,842	0,674	$3\frac{3}{4}$
1,794	1,468	1,285	1,086	0,821	0,625	$p = 4$	3,431	3,249	3,010	2,703	2,453	2,313	2,079	1,813	1,509	1,339	1,156	0,913	0,734	$p = 4$
1,920	1,574	1,379	1,167	0,887	0,678	$4\frac{1}{4}$	3,659	3,466	3,212	2,886	2,621	2,471	2,223	1,940	1,617	1,436	1,242	0,983	0,793	$4\frac{1}{4}$
2,046	1,679	1,473	1,249	0,952	0,730	$4\frac{1}{2}$	3,888	3,682	3,414	3,068	2,788	2,629	2,366	2,067	1,725	1,534	1,328	1,054	0,853	$4\frac{1}{2}$
2,172	1,785	1,567	1,330	1,017	0,783	$4\frac{3}{4}$	4,116	3,899	3,616	3,251	2,955	2,787	2,510	2,195	1,833	1,631	1,414	1,125	0,913	$4\frac{3}{4}$
2,298	1,890	1,661	1,412	1,082	0,836	$p = 5$	4,344	4,116	3,817	3,434	3,122	2,946	2,653	2,321	1,941	1,729	1,499	1,195	0,972	$p = 5$
2,550	2,101	1,849	1,575	1,212	0,942	$5\frac{1}{2}$	4,800	4,550	4,221	3,799	3,456	3,262	2,941	2,575	2,157	1,924	1,671	1,337	1,091	$5\frac{1}{2}$
2,802	2,312	2,037	1,738	1,342	1,047	6	5,257	4,983	4,624	4,164	3,790	3,579	3,228	2,829	2,373	2,119	1,843	1,478	1,210	6
3,053	2,523	2,225	1,902	1,472	1,153	$6\frac{1}{2}$	5,713	5,417	5,028	4,529	4,124	3,895	3,515	3,084	2,589	2,314	2,015	1,620	1,330	$6\frac{1}{2}$
3,305	2,734	2,413	2,065	1,602	1,258	$p = 7$	6,169	5,850	5,432	4,895	4,458	4,212	3,802	3,338	2,805	2,509	2,187	1,761	1,449	$p = 7$
3,557	2,945	2,602	2,228	1,733	1,364	$7\frac{1}{2}$	6,626	6,284	5,836	5,260	4,793	4,529	4,090	3,592	3,021	2,703	2,359	1,903	1,568	$7\frac{1}{2}$
3,809	3,156	2,790	2,391	1,863	1,470	8	7,082	6,718	6,239	5,626	5,127	4,845	4,377	3,846	3,238	2,898	2,531	2,044	1,687	8
4,061	3,367	2,978	2,554	1,993	1,575	$8\frac{1}{2}$	7,539	7,151	6,643	5,991	5,461	5,162	4,664	4,100	3,454	3,093	2,703	2,186	1,806	$8\frac{1}{2}$
4,312	3,578	3,166	2,718	2,123	1,681	$p = 9$	7,995	7,585	7,047	6,356	5,795	5,478	4,952	4,354	3,670	3,288	2,874	2,327	1,926	$p = 9$

Bei der Compression des Vorderdampfes auf eine gewisse Endspannung p_e ist von dem jeweiligen Betrage der indicirten Spannung p_i je nach der Grösse m des schädl. Raumes ein Betrag Δ zu subtrahiren, und zwar:

für p_e =	$2^1/_2$	3	$3^1/_2$	4	$4^1/_2$	5	$5^1/_2$
wenn $m = 0{,}035$, Δ =	0,174	0,237	0,304	0,371	.	.	.
„ $m = 0{,}025$, Δ =	0,128	0,172	0,219	0,270	0,327	0,382	0,440
hiebei, wenn $m = 0{,}035$, $\frac{l_2}{l}$ =	0,53	0,42	0,30	0,19	.	.	.
„ $m = 0{,}025$, $\frac{l_2}{l}$ =	0,66	0,58	0,50	0,42	0,32	0,24	0,15

Zu Tab. III. C.

b) mit Dampfhemd.

Die Emissionsspannung (p') durchaus = 0,21 Atmosph. angenommen.

mit kleinem schädl. Raume (3 bis 2%)						$\frac{l_1}{l}$ =	0,7	0,6	0,5	0,4	0,333	0,3	0,25	0,20	0,15	0,125	0,10	0,07	0,05	= $\frac{l_1}{l}$ (Füll.)
0,20	0,15	0,125	0,10	0,07	0,05															Abs. Adm. Spannung p in Atm. (Kgr. pro Qu.-Centim.)
1,105	0,904	0,790	0,667	0,502	0,379	$p = 2\frac{1}{2}$	2,092	1,988	1,846	1,662	1,510	1,424	1,281	1,118	0,930	0,826	0,713	0,565	0,456	$p = 2\frac{1}{2}$
1,238	1,016	0,891	0,755	0,574	0,439	$2\frac{3}{4}$	2,323	2,209	2,053	1,850	1,683	1,589	1,431	1,251	1,045	0,931	0,807	0,643	0,523	$2\frac{3}{4}$
1,370	1,128	0,992	0,844	0,646	0,499	$p = 3$	2,555	2,429	2,260	2,038	1,856	1,753	1,581	1,385	1,160	1,035	0,900	0,721	0,591	$p = 3$
1,503	1,241	1,093	0,933	0,718	0,559	$3\frac{1}{4}$	2,786	2,650	2,466	2,227	2,029	1,917	1,731	1,519	1,275	1,140	0,993	0,800	0,659	$3\frac{1}{4}$
1,635	1,353	1,194	1,021	0,791	0,619	$3\frac{1}{2}$	3,017	2,871	2,673	2,415	2,202	2,082	1,881	1,652	1,390	1,244	1,086	0,878	0,726	$3\frac{1}{2}$
1,768	1,466	1,295	1,110	0,863	0,679	$3\frac{3}{4}$	3,248	3,092	2,880	2,603	2,375	2,246	2,031	1,786	1,505	1,349	1,180	0,957	0,794	$3\frac{3}{4}$
1,900	1,578	1,396	1,199	0,935	0,739	$p = 4$	3,479	3,313	3,086	2,791	2,548	2,411	2,181	1,920	1,620	1,454	1,273	1,035	0,861	$p = 4$
2,033	1,690	1,497	1,287	1,007	0,799	$4\frac{1}{4}$	3,711	3,533	3,293	2,979	2,721	2,575	2,332	2,054	1,735	1,558	1,366	1,114	0,929	$4\frac{1}{4}$
2,165	1,803	1,598	1,376	1,079	0,859	$4\frac{1}{2}$	3,942	3,754	3,500	3,168	2,894	2,739	2,482	2,188	1,850	1,663	1,460	1,192	0,997	$4\frac{1}{2}$
2,298	1,915	1,699	1,465	1,152	0,918	$4\frac{3}{4}$	4,173	3,975	3,706	3,356	3,067	2,904	2,632	2,321	1,965	1,767	1,553	1,271	1,064	$4\frac{3}{4}$
2,430	2,027	1,800	1,553	1,223	0,979	$p = 5$	4,404	4,195	3,913	3,544	3,240	3,068	2,782	2,455	2,081	1,872	1,646	1,349	1,131	$p = 5$
2,695	2,252	2,002	1,730	1,368	1,099	$5\frac{1}{2}$	4,867	4,637	4,326	3,920	3,586	3,397	3,082	2,722	2,310	2,081	1,833	1,506	1,267	$5\frac{1}{2}$
2,960	2,476	2,204	1,908	1,512	1,218	6	5,329	5,078	4,740	4,297	3,932	3,726	3,382	2,990	2,541	2,290	2,020	1,663	1,402	6
3,225	2,701	2,406	2,085	1,656	1,338	$6\frac{1}{2}$	5,792	5,520	5,153	4,673	4,278	4,055	3,682	3,258	2,771	2,500	2,206	1,820	1,537	$6\frac{1}{2}$
3,490	2,926	2,608	2,262	1,801	1,458	$p = 7$	6,254	5,961	5,566	5,050	4,624	4,384	3,982	3,525	3,001	2,709	2,393	1,977	1,672	$p = 7$
3,755	3,151	2,810	2,439	1,945	1,578	$7\frac{1}{2}$	6,716	6,403	5,980	5,426	4,970	4,712	4,283	3,793	3,231	2,918	2,579	2,134	1,807	$7\frac{1}{2}$
4,020	3,375	3,012	2,617	2,089	1,698	8	7,179	6,844	6,393	5,802	5,316	5,041	4,583	4,060	3,461	3,127	2,766	2,290	1,942	8
4,285	3,600	3,214	2,794	2,233	1,818	$8\frac{1}{2}$	7,641	7,286	6,806	6,179	5,662	5,370	4,883	4,328	3,691	3,336	2,953	2,447	2,077	$8\frac{1}{2}$
4,550	3,825	3,416	2,971	2,378	1,938	$p = 9$	8,104	7,727	7,219	6,555	6,008	5,699	5,183	4,595	3,922	3,546	3,139	2,604	2,212	$p = 9$

Bei der Compression des Vorderdampfes auf eine gewisse Endspannung p_e ist von dem jeweiligen Betrage der indicirten Spannung p_1 je nach der Grösse m des schädl. Raumes ein Betrag Δ zu subtrahiren, und zwar:

für p_e =	$2^1/_2$	3	$3^1/_2$	4	$4^1/_2$	5	$5^1/_2$	6	$6^1/_2$	7	8	9
wenn $m = 0{,}035$, Δ =	0,116	0,153	0,195	0,238	0,282	0,330	0,376	0,424	0,472	0,524	0,623	.
„ $m = 0{,}025$, Δ =	0,085	0,111	0,141	0,173	0,205	0,238	0,273	0,308	0,345	0,383	0,458	0,535
hiebei wenn $m = 0{,}035$, $\frac{l_3}{l}$ =	0,74	0,67	0,62	0,56	0,50	0,45	0,40	0,34	0,29	0,24	0,15	.
„ $m = 0{,}025$, $\frac{l_3}{l}$ =	0,80	0,76	0,72	0,67	0,64	0,60	0,56	0,52	0,49	0,45	0,38	0,30

Tab. III. D.
Indicierte Spannungen p_i
(in Atmosph. à 1 Kgr. pro Qu.-Centim.)
bei den Zweicylinder-Condens.-Maschinen (mit Doppelsteuerung und Dampfhemd mindestens am Hochdruck-Cylinder).

a) ohne (geheizten) Receiver. (Corr. Woolf-Masch. resp. Masch. mit kaltem Receiver.)

Emiss.-Spannung $p' = 0,21$ Atm. angenommen.

reduc. $\frac{l_1}{l}$ =	0,25	0,20	0,15	0,125	0,10	0,08	0,07	0,06	0,05	0,04	= $\frac{l_1}{l}$ (Füll. reduc.)
	Abs. Admiss. Spannung p in Atm. (Kgr. pro Qu.-Centim.)										
$p = 4$	1,928	1,679	1,384	1,215	1,029	0,865	0,776	0,684	.	.	$p = 4$
$4\frac{1}{4}$	2,057	1,793	1,480	1,301	1,104	0,929	0,836	0,737	.	.	$4\frac{1}{4}$
$4\frac{1}{2}$	2,187	1,908	1,577	1,388	1,179	0,994	0,895	0,791	.	.	$4\frac{1}{2}$
$4\frac{3}{4}$	2,316	2,022	1,673	1,474	1,254	1,059	0,954	0,844	.	.	$4\frac{3}{4}$
$p = 5$	2,445	2,136	1,770	1,560	1,328	1,124	1,013	0,897	0,775	.	$p = 5$
$5\frac{1}{2}$	2,694	2,357	1,957	1,727	1,474	1,250	1,129	1,002	0,867	.	$5\frac{1}{2}$
6	2,943	2,578	2,144	1,895	1,619	1,376	1,244	1,106	0,959	0,803	6
$6\frac{1}{2}$	3,187	2,795	2,328	2,060	1,763	1,500	1,358	1,209	1,050	0,881	$6\frac{1}{2}$
$p = 7$	3,432	3,013	2,513	2,225	1,906	1,624	1,472	1,311	1,141	0,960	$p = 7$
$7\frac{1}{2}$	3,676	3,231	2,697	2,390	2,050	1,748	1,586	1,414	1,232	1,058	$7\frac{1}{2}$
8	3,921	3,448	2,882	2,556	2,193	1,873	1,700	1,517	1,323	1,116	8
$8\frac{1}{2}$	4,163	3,663	3,064	2,719	2,335	1,995	1,812	1,618	1,413	1,193	$8\frac{1}{2}$
$p = 9$	4,404	3,877	3,246	2,882	2,477	2,118	1,925	1,720	1,502	1,270	$p = 9$
$9\frac{1}{2}$	4,645	4,092	3,428	3,045	2,619	2,241	2,037	1,821	1,592	1,347	$9\frac{1}{2}$
10	4,887	4,307	3,610	3,208	2,761	2,363	2,149	1,922	1,682	1,424	10

Bei der Compression des Vorderdampfes, gleichmässig in beiden Cylindern, im Hochdruck-cylinder bis zu einer Endspannung = p ist von dem jeweiligen Betrage der indicierten Spannung p_i (wenn der schädl. Raum in beiden Cylindern durchschnittlich etwa 4% beträgt) der Betrag Δ zu subtrahieren, und zwar:

für p =	4	$4^1/_2$	5	$5^1/_2$	6	$6^1/_2$	7	8	9	10
Δ =	0,108	0,123	0,138	0,153	0,169	0,184	0,198	0,224	0,247	0,269

Bei grösseren oder kleineren schädlichen Räumen wäre Δ beiläufig in demselben Verhältnisse zu vergrössern oder zu verkleinern.

c) Indicierte Spannungen p_i im Mittel zwischen
(bezw. für bloss **äusserlich**

reduc. $\frac{l_1}{l}$ =	0,25	0,20	0,15	0,125	0,10
$p = 4$	1,980	1,729	1,433	1,265	1,080
$4\frac{1}{4}$	2,112	1,845	1,531	1,352	1,156
$4\frac{1}{2}$	2,244	1,962	1,629	1,440	1,233
$4\frac{3}{4}$	2,376	2,078	1,728	1,528	1,309
$p = 5$	2,507	2,194	1,826	1,616	1,385
$5\frac{1}{2}$	2,766	2,424	2,020	1,790	1,537
6	3,024	2,653	2,214	1,964	1,688
$6\frac{1}{2}$	3,278	2,878	2,405	2,135	1,837
$p = 7$	3,533	3,104	2,596	2,306	1,986
$7\frac{1}{2}$	3,787	3,330	2,787	2,477	2,135
8	4,041	3,555	2,978	2,648	2,284
$8\frac{1}{2}$	4,294	3,780	3,168	2,818	2,432
$p = 9$	4,548	4,004	3,358	2,989	2,580
$9\frac{1}{2}$	4,801	4,228	3,548	3,159	2,728
10	5,054	4,453	3,739	3,329	2,876

Bei der Compression des Vorderdampfes, gleichmässig in beiden Cylindern, und zwar im Hochdruck-schädliche Raum in beiden Cylindern durchschnittlich etwa 4% beträgt) der Betrag Δ zu subtrahieren, und zwar:

Für p =	4	$4^1/_2$	5	$5^1/_2$	6
wenn $m = 0,04$; Δ =	0,103	0,118	0,132	0,146	0,160

Bei grösseren oder kleineren schädlichen Räumen wäre Δ beiläufig in demselben Verhältnisse zu

Zu Tab. III. D.

b) mit ausgiebig geheiztem Receiver. (Receiver-Woolf- und Compound-Masch. mit Dampfhemd auch am Niederdruck-Cylinder.)

Emiss.-Spannung $p' = 0{,}21$ Atm. angenommen.

reduc. $\frac{l_1}{l}$ =	0,25	0,20	0,15	0,125	0,10	0,08	0,07	0,06	0,05	0,04	$= \frac{l_1}{l}$ (Füll. reduc.) Abs. Admiss. Spannung p in Atm. (Kgr. pro Qu.-Centim.)
$p = 4$	2,033	1,778	1,482	1,314	1,131	0,971	0,886	0,796	.	.	$p = 4$
$4\frac{1}{4}$	2,167	1,897	1,582	1,404	1,209	1,038	0,947	0,852	.	.	$4\frac{1}{4}$
$4\frac{1}{2}$	2,301	2,015	1,682	1,493	1,286	1,106	1,009	0,908	.	.	$4\frac{1}{2}$
$4\frac{3}{4}$	2,435	2,134	1,782	1,583	1,364	1,174	1,071	0,964	.	.	$4\frac{3}{4}$
$p = 5$	2,570	2,253	1,882	1,672	1,442	1,241	1,133	1,021	0,902	.	$p = 5$
$5\frac{1}{2}$	2,838	2,490	2,083	1,852	1,600	1,379	1,260	1,136	1,006	.	$5\frac{1}{2}$
6	3,105	2,727	2,284	2,033	1,757	1,516	1,387	1,252	1,109	0,960	6
$6\frac{1}{2}$	3,369	2,961	2,482	2,210	1,912	1,650	1,510	1,364	1,209	1,047	$6\frac{1}{2}$
$p = 7$	3,633	3,195	2,680	2,387	2,066	1,784	1,633	1,476	1,309	1,134	$p = 7$
$7\frac{1}{2}$	3,897	3,429	2,878	2,564	2,220	1,918	1,757	1,588	1,409	1,221	$7\frac{1}{2}$
8	4,161	3,662	3,075	2,741	2,375	2,052	1,880	1,699	1,509	1,308	8
$8\frac{1}{2}$	4,426	3,896	3,273	2,918	2,529	2,186	2,003	1,811	1,608	1,394	$8\frac{1}{2}$
$p = 9$	4,691	4,131	3,472	3,095	2,683	2,320	2,126	1,922	1,708	1,481	$p = 9$
$9\frac{1}{2}$	4,956	4,365	3,670	3,273	2,837	2,454	2,249	2,034	1,807	1,567	$9\frac{1}{2}$
10	5,221	4,599	3,868	3,450	2,991	2,588	2,372	2,145	1,906	1,653	10

Bei der Compression des Vorderdampfes, gleichmässig in beiden Cylindern, im Hochdruck-Cylinder bis zu einer Endspannung p ist von dem jeweiligen Betrage der indicierten Spannung (wenn der schädliche Raum in beiden Cylindern durchschnittlich etwa 4% beträgt) der Betrag Δ zu subtrahieren, und zwar:

für p =	4	$4\frac{1}{2}$	5	$5\frac{1}{2}$	6	$6\frac{1}{2}$	7	8	9	10
Δ =	0,098	0,112	0,125	0,138	0,151	0,165	0,179	0,201	0,223	0,244

Bei grösseren oder kleineren schädlichen Räumen wäre Δ beiläufig in demselben Verhältnisse zu vergrössern oder zu verkleinern.

ausgiebig geheiztem und nicht geheiztem Receiver

geheizten Receiver). $p' = 0{,}21$ Atm.

0,08	0,07	0,06	0,05	0,04	$= \frac{l_1}{l}$ reduc.
0,918	0,831	0,740	.	.	$p = 4$
0,984	0,892	0,795	.	.	$4\frac{1}{4}$
1,050	0,952	0,859	.	.	$4\frac{1}{2}$
1,116	1,013	0,914	.	.	$4\frac{3}{4}$
1,182	1,073	0,959	0,838	.	$p = 5$
1,314	1,194	1,069	0,936	.	$5\frac{1}{2}$
1,446	1,316	1,179	1,034	0,881	6
1,575	1,434	1,286	1,130	0,964	$6\frac{1}{2}$
1,704	1,553	1,394	1,225	1,047	$p = 7$
1,833	1,671	1,501	1,321	1,129	$7\frac{1}{2}$
1,963	1,790	1,608	1,416	1,212	8
2,091	1,907	1,715	1,511	1,294	$8\frac{1}{2}$
2,219	2,025	1,821	1,605	1,375	$p = 9$
2,347	2,143	1,927	1,699	1,457	$9\frac{1}{2}$
2,475	2,260	2,034	1,794	1,539	10

Cylinder bis zu einer Endspannung p ist von dem jeweiligen Betrage der indicierten Spannung (wenn der

$6\frac{1}{2}$	7	8	9	10	= p
0,175	0,188	0,213	0,235	0,257	= Δ

vergrössern oder zu verkleinern.

Tab. III'.

Reciproke Werthe $\frac{1}{p_i}$ der indicierten Spannungen p_i

bei Maschinen ohne (namhafte) Compression.*)

A. Auspuff-Maschinen mit Coulissen-Steuerung.

	Füllung $\frac{l_1}{l}$ =	0,8	0,7	0,6	0,5	0,4	0,333	0,3	0,25	0,20	0,15	0,125	0,10
a) Coulisse nach Gooch, Stephenson etc.	$p = 3$	0,600	0,662	0,760	0,934	1,297	1,868	.	.	.	.	.	.
	$3\frac{1}{2}$	0,472	0,515	0,582	0,694	0,909	1,202	1,462	.	.	.	.	.
	4	0,389	0,421	0,471	0,552	0,700	0,886	1,039	1,416	.	.	.	.
	$4\frac{1}{2}$	0,330	0,357	0,396	0,458	0,569	0,702	0,806	1,052	1,504	.	.	.
	$p = 5$	0,287	0,309	0,341	0,392	0,479	0,581	0,658	0,836	1,165	2,024	.	.
	$5\frac{1}{2}$	0,254	0,273	0,300	0,342	0,414	0,495	0,556	0,694	0,950	1,606	2,539	.
	6	0,228	0,244	0,268	0,304	0,364	0,432	0,482	0,594	0,803	1,331	2,091	.
	$6\frac{1}{2}$	0,207	0,221	0,241	0,273	0,325	0,383	0,425	0,518	0,693	1,132	1,759	.
	$p = 7$	0,189	0,202	0,220	0,248	0,294	0,344	0,380	0,460	0,609	0,985	1,518	.
	8	0,161	0,172	0,187	0,210	0,246	0,286	0,313	0,376	0,491	0,781	1,192	.
	9	0,141	0,150	0,162	0,181	0,212	0,244	0,267	0,318	0,411	0,648	0,980	.
	10	0,125	0,133	0,144	0,160	0,186	0,213	0,232	0,275	0,354	0,553	0,833	.
b) Separate Einlass-Coulisse.	$p = 3$	0,587	0,624	0,681	0,773	0,936	1,129	1,277	1,634	2,392	5,099	.	.
	$3\frac{1}{2}$	0,462	0,488	0,529	0,593	0,702	0,826	0,917	1,123	1,508	2,480	3,889	.
	4	0,381	0,401	0,432	0,481	0,562	0,652	0,716	0,856	1,101	1,639	2,260	3,834
	$4\frac{1}{2}$	0,324	0,340	0,365	0,404	0,468	0,538	0 587	0,691	0,867	1,224	1,593	2,367
	$p = 5$	0,282	0,296	0,316	0,349	0,402	0,458	0,497	0,580	0,715	0,977	1,230	1,713
	$5\frac{1}{2}$	0,249	0,261	0,279	0,307	0,351	0,399	0,431	0,499	0,609	0,812	1,002	1,341
	6	0,223	0,234	0,250	0,274	0,312	0,353	0,381	0,438	0,529	0,696	0,845	1,102
	$6\frac{1}{2}$	0,203	0,212	0,226	0,247	0,281	0,317	0,341	0,391	0,469	0,608	0,731	0,936
	$p = 7$	0,185	0,194	0,206	0,225	0,256	0,287	0,309	0,352	0,420	0,540	0,644	0,813
	8	0,158	0,165	0,176	0,191	0,216	0,242	0,259	0,295	0,349	0,442	0,520	0,644
	9	0,138	0,144	0,153	0,166	0,188	0,209	0,224	0,253	0,298	0,373	0,436	0,533
	10	0,122	0,128	0,135	0,147	0,165	0,184	0,197	0,222	0,260	0,323	0,375	0,455

B. Auspuff-Maschinen mit Expansions-Steuerung (nach Meyer, Corliss etc.)

	Füllung $\frac{l_1}{l}$ =	0,8	0,7	0,6	0,5	0,4	0,333	0,3	0,25	0,20	0,15	0,125	0,10
a) Ohne Dampfhemd.	$p = 3$	0,588	0,623	0,679	0,770	0,935	1,133	1,286	1,663	2,496	5,858	.	.
	$3\frac{1}{2}$	0,460	0,484	0,523	0,586	0,695	0,819	0,910	1,119	1,517	2,558	4,158	.
	4	0,377	0,396	0,426	0,473	0,553	0,641	0,704	0,844	1,090	1,636	2,277	3,949
	$4\frac{1}{2}$	0,320	0,335	0,359	0,397	0,459	0,527	0,574	0,677	0,848	1,203	1,568	2,333
	$p = 5$	0,278	0,290	0,310	0,341	0,392	0,447	0,485	0,565	0,697	0,952	1,196	1,657
	$5\frac{1}{2}$	0,245	0,256	0,273	0,300	0,343	0,388	0,420	0,485	0,591	0,787	0,975	1,283
	6	0,220	0,229	0,244	0,267	0,304	0,343	0,370	0,425	0,512	0,671	0,810	1,047
	$6\frac{1}{2}$	0,199	0,207	0,221	0,241	0,273	0,307	0,330	0,378	0,453	0,584	0,698	0,885
	$p = 7$	0,182	0,189	0,201	0,219	0,248	0,278	0,299	0,341	0,405	0,518	0,613	0,766
	8	0,155	0,161	0,171	0,186	0,210	0,234	0,251	0,284	0,335	0,422	0,493	0,604
	9	0,135	0,141	0,149	0,161	0,182	0,202	0,216	0,244	0,286	0,356	0,412	0,498
	10	0,120	0,124	0,132	0,143	0,160	0,178	0,190	0,213	0,249	0,308	0,354	0,424
b) Mit Dampfhemd.	$p = 3$	0,584	0,616	0,667	0,752	0,902	1,080	1,215	1,536	2,198	4,342	.	.
	$3\frac{1}{2}$	0,457	0,479	0,515	0,574	0,674	0,786	0,868	1,051	1,385	2,173	3,181	.
	4	0,375	0,392	0,420	0,464	0,537	0,618	0,675	0,799	1,010	1,449	1,910	2,915
	$4\frac{1}{2}$	0,318	0,332	0,354	0,389	0,447	0,509	0,553	0,645	0,795	1,087	1,365	1,888
	$p = 5$	0,276	0,288	0,306	0,335	0,383	0,433	0,468	0,540	0,656	0,869	1,062	1,396
	$5\frac{1}{2}$	0,244	0,254	0,270	0,295	0,334	0,377	0,405	0,465	0,558	0,724	0,869	1,107
	6	0,219	0,227	0,241	0,263	0,297	0,333	0,358	0,408	0,485	0,621	0,735	0,918
	$6\frac{1}{2}$	0,198	0,206	0,218	0,237	0,267	0,299	0,320	0,363	0,430	0,543	0,637	0,784
	$p = 7$	0,181	0,188	0,199	0,216	0,243	0,271	0,290	0,328	0,385	0,483	0,562	0,684
	8	0,154	0,160	0,169	0,183	0,205	0,228	0,243	0,274	0,320	0,395	0,455	0,545
	9	0,135	0,139	0,147	0,159	0,178	0,197	0,210	0,235	0,273	0,334	0,382	0,453
	10	0,119	0,124	0,130	0,141	0,157	0,173	0,184	0,206	0,238	0,290	0,330	0,387

*) Nur bei den Maschinen mit Coulisse nach Gooch, Stephenson etc. ist die ihnen eigenthümliche, mit dem Expansionsgrade steigende Compression selbstverständlich einbezogen.

Fortsetzung der Tab. III'.

C. Eincylinder-Condens.-Maschinen.

	Füllung $\frac{l_1}{l}$ =	0,7	0,6	0,5	0,4	0,333	0,3	0,25	0,20	0,15	0,125	0,10	0,07	0,05
a) Ohne Dampfhemd.	p = 2½	0,485	0,513	0,556	0,622	0,689	0,734	0,822	0,952	1,162	1,325	1,564	2,050	2,660
	3	0,397	0,420	0,454	0,507	0,560	0,596	0,665	0,766	0,929	1,053	1,232	1,589	2,019
	3½	0,336	0,355	0,384	0,428	0,472	0,501	0,558	0,641	0,774	0,874	1,017	1,297	1,627
	4	0,292	0,308	0,332	0,370	0,408	0,432	0,481	0,552	0,663	0,747	0,865	1,096	1,363
	4½	0,257	0,272	0,293	0,326	0,359	0,380	0,423	0,484	0,580	0,652	0,753	0,949	1,173
	p = 5	0,230	0,243	0,262	0,291	0,320	0,340	0,377	0,431	0,515	0,578	0,667	0,837	1,029
	5½	0,208	0,220	0,237	0,263	0,289	0,307	0,340	0,388	0,464	0,520	0,598	0,748	0,917
	6	0,190	0,201	0,216	0,240	0,264	0,279	0,310	0,353	0,421	0,472	0,543	0,677	0,826
	6½	0,175	0,185	0,199	0,221	0,243	0,257	0,285	0,324	0,386	0,432	0,496	0,617	0,752
	p = 7	0,162	0,171	0,184	0,204	0,224	0,237	0,263	0,300	0,357	0,399	0,457	0,568	0,690
	8	0,141	0,149	0,160	0,178	0,195	0,206	0,228	0,260	0,309	0,345	0,395	0,489	0,593
	9	0,125	0,132	0,142	0,157	0,173	0,183	0,202	0,230	0,273	0,304	0,348	0,430	0,519
b) Mit Dampfhemd.	p = 2½	0,478	0,503	0,542	0,602	0,662	0,702	0,781	0,895	1,075	1,211	1,402	1,772	2,194
	3	0,391	0,412	0,443	0,491	0,539	0,570	0,633	0,722	0,862	0,966	1,111	1,386	1,692
	3½	0,331	0,348	0,374	0,414	0,454	0,480	0,532	0,605	0,719	0,804	0,920	1,139	1,377
	4	0,287	0,302	0,324	0,358	0,392	0,415	0,458	0,521	0,617	0,688	0,786	0,966	1,161
	4½	0,254	0,266	0,286	0,316	0,346	0,365	0,403	0,457	0,540	0,601	0,685	0,839	1,004
	p = 5	0,227	0,238	0,256	0,282	0,309	0,326	0,360	0,407	0,481	0,534	0,607	0,741	0,884
	5½	0,206	0,216	0,231	0,255	0,279	0,294	0,325	0,367	0,433	0,481	0,546	0,664	0,790
	6	0,188	0,197	0,211	0,233	0,254	0,268	0,296	0,334	0,394	0,437	0,495	0,601	0,714
	6½	0,173	0,181	0,194	0,214	0,234	0,247	0,272	0,307	0,361	0,400	0,453	0,550	0,651
	p = 7	0,160	0,168	0,180	0,198	0,216	0,228	0,251	0,284	0,333	0,369	0,418	0,506	0,598
	8	0,139	0,146	0,156	0,172	0,188	0,198	0,218	0,246	0,289	0,320	0,362	0,437	0,515
	9	0,123	0,129	0,139	0,153	0,166	0,176	0,193	0,218	0,255	0,282	0,319	0,384	0,452

D. Zweicylinder-Condens.-Maschinen.

	reduc. Füllung $\frac{l_1}{l}$ =	0,25	0,20	0,15	0,125	0,10	0,08	0,07	0,06	0,05	0,04
a) Ohne (geheizten) Receiver bezw. für kalten Receiver.	p = 4	0,519	0,596	0,723	0,823	0,972	1,156	1,288	1,463	1,709	2,080
	4½	0,457	0,524	0,634	0,721	0,848	1,006	1,117	1,265	1,471	1,778
	p = 5	0,409	0,468	0,565	0,641	0,753	0,890	0,987	1,114	1,291	1,553
	5½	0,371	0,424	0,511	0,579	0,679	0,800	0,886	0,998	1,154	1,382
	6	0,340	0,389	0,467	0,528	0,618	0,727	0,804	0,904	1,043	1,245
	6½	0,314	0,358	0,430	0,486	0,567	0,667	0,736	0,827	0,952	1,135
	p = 7	0,291	0,332	0,398	0,449	0,525	0,616	0,679	0,763	0,876	1,042
	8	0,255	0,290	0,347	0,392	0,456	0,534	0,588	0,659	0,756	0,896
	9	0,227	0,258	0,308	0,347	0,404	0,472	0,520	0,582	0,666	0,787
	10	0,205	0,232	0,277	0,312	0,362	0,423	0,465	0,520	0,595	0,702
b) Mit ausgiebig geheiztem Receiver.	p = 4	0,492	0,562	0,675	0,761	0,884	1,030	1,129	1,256	1,423	1,655
	4½	0,435	0,496	0,595	0,670	0,777	0,904	0,991	1,101	1,246	1,447
	p = 5	0,389	0,444	0,531	0,598	0,694	0,806	0,883	0,980	1,108	1,286
	5½	0,352	0,402	0,480	0,540	0,625	0,725	0,794	0,880	0,994	1,151
	6	0,322	0,367	0,438	0,492	0,569	0,660	0,721	0,799	0,902	1,042
	6½	0,297	0,338	0,403	0,453	0,523	0,606	0,662	0,733	0,827	0,956
	p = 7	0,275	0,313	0,373	0,419	0,484	0,561	0,612	0,678	0,764	0,882
	8	0,240	0,273	0,325	0,365	0,421	0,487	0,532	0,588	0,663	0,765
	9	0,213	0,242	0,288	0,323	0,373	0,431	0,470	0,520	0,586	0,675
	10	0,191	0,217	0,259	0,290	0,334	0,386	0,422	0,466	0,525	0,605
c) Im Mittel zwischen ausgiebig geheiztem und nicht geheiztem Receiver, bezw. mit äusserlich geheiztem Receiver.	p = 4	0,505	0,579	0,698	0,791	0,926	1,090	1,203	1,351	.	.
	4½	0,446	0,510	0,614	0,694	0,811	0,952	1,050	1,164	.	.
	p = 5	0,399	0,456	0,548	0,619	0,722	0,846	0,932	1,043	1,193	.
	5½	0,362	0,413	0,495	0,559	0,651	0,761	0,837	0,936	1,068	.
	6	0,331	0,377	0,452	0,509	0,592	0,692	0,760	0,848	0,967	1,135
	6½	0,305	0,347	0,416	0,468	0,544	0,635	0,697	0,778	0,885	1,037
	p = 7	0,283	0,322	0,385	0,434	0,504	0,587	0,644	0,718	0,816	0,955
	8	0,248	0,281	0,315	0,378	0,438	0,510	0,559	0,622	0,706	0,825
	9	0,220	0,250	0,298	0,335	0,388	0,451	0,494	0,549	0,623	0,727
	10	0,198	0,225	0,268	0,300	0,348	0,404	0,442	0,492	0,558	0,650

Tab. IV.

Leergangs-Widerstandsspannung r_0 (Kgr. od. Atm.) und Coëfficient μ der zusätzlichen Reibung nebst $\frac{1}{1+\mu}$.

(Ohne Rücksicht auf das Schwungradgewicht etc.)

A. Bei den Auspuff-Maschinen.

Masch. leicht gebaut				mittelstark gebaut			sehr kräftig gebaut			μ	$\frac{1}{1+\mu}$	Kolben-Durchm. D Met.
Durchm. D Met.	bei Eincylinder-Maschinen: r_0 für eine grösste Admiss. Spannung (p in Atm. od. Kgr.)											
	3	3,5	4	5	6	7	8	9	10			
0,10	0,323	0,329	0,334	0,344	0,353	0,361	0,369	0,376	0,383	0,143	0,875	0,10
11	0,302	0,308	0,313	0,323	0,332	0,340	0,348	0,355	0,362	0,141	0,877	11
12	0,281	0,287	0,292	0,302	0,311	0,319	0,327	0,334	0,341	0,139	0,878	12
13	0,266	0,272	0,278	0,287	0,296	0,305	0,312	0,320	0,326	0,137	0,880	13
14	0,251	0,257	0,263	0,273	0,282	0,290	0,297	0,305	0,311	0,135	0,881	14
0,15	0,240	0,246	0,251	0,261	0,270	0,279	0,286	0,293	0,300	0,133	0,882	0,15
16	0,229	0,235	0,240	0,250	0,259	0,267	0,275	0,282	0,289	0,132	0,884	16
17	0,220	0,226	0,232	0,242	0,251	0,259	0,266	0,274	0,280	0,130	0,885	17
18	0,212	0,218	0,223	0,233	0,242	0,250	0,258	0,265	0,272	0,128	0,886	18
19	0,205	0,211	0,216	0,226	0,235	0,243	0,251	0,258	0,265	0,127	0,888	19
0,20	0,198	0,204	0,209	0,219	0,228	0,236	0,244	0,251	0,258	0,125	0,889	0,20
22	0,186	0,192	0,198	0,208	0,217	0,225	0,232	0,240	0,246	0,122	0,891	22
24	0,177	0,183	0,188	0,198	0,207	0,215	0,223	0,230	0,237	0,119	0,893	24
26	0,169	0,175	0,180	0,190	0,199	0,207	0,215	0,222	0,229	0,117	0,896	26
28	0,162	0,168	0,173	0,183	0,192	0,200	0,208	0,215	0,222	0,114	0,898	28
0,30	0,156	0,162	0,167	0,177	0,186	0,194	0,202	0,209	0,216	0,111	0,900	0,30
32	0,151	0,157	0,162	0,172	0,181	0,189	0,197	0,204	0,211	0,109	0,902	32
34	0,146	0,152	0,158	0,167	0,176	0,185	0,192	0,200	0,206	0,107	0,904	34
36	0,142	0,148	0,154	0,163	0,172	0,181	0,188	0,196	0,202	0,105	0,905	36
38	0,139	0,144	0,150	0,160	0,169	0,177	0,185	0,192	0,199	0,102	0,907	38
0,40	0,135	0,141	0,147	0,156	0,165	0,174	0,181	0,189	0,195	0,100	0,909	0,40
42	0,132	0,138	0,144	0,154	0,163	0,171	0,179	0,186	0,193	0,098	0,911	42
44	0,130	0,136	0,141	0,151	0,160	0,168	0,176	0,183	0,190	0,096	0,912	44
46	0,127	0,133	0,138	0,148	0,157	0,166	0,173	0,180	0,187	0,095	0,914	46
48	0,125	0,131	0,136	0,146	0,155	0,163	0,171	0,178	0,185	0,093	0,915	48
0,50	0,123	0,129	0,134	0,144	0,153	0,161	0,169	0,176	0,183	0,091	0,917	0,50
55	0,118	0,124	0,130	0,139	0,148	0,157	0,164	0,172	0,178	0,088	0,920	55
60	0,114	0,120	0,126	0,136	0,145	0,153	0,161	0,168	0,175	0,084	0,922	60
65	0,111	0,117	0,123	0,132	0,141	0,150	0,157	0,165	0,171	0,081	0,925	65
70	0,108	0,114	0,120	0,130	0,139	0,147	0,155	0,162	0,169	0,077	0,928	70
0,75	0,106	0,112	0,117	0,127	0,136	0,144	0,152	0,159	0,166	0,074	0,931	0,75
80	0,104	0,110	0,115	0,125	0,134	0,142	0,150	0,157	0,164	0,072	0,933	80
85	0,102	0,108	0,114	0,123	0,132	0,141	0,148	0,156	0,162	0,070	0,935	85
90	0,101	0,106	0,112	0,122	0,131	0,139	0,147	0,154	0,161	0,067	0,937	90
95	0,099	0,105	0,110	0,120	0,129	0,138	0,145	0,152	0,159	0,065	0,939	95
1,00	0,098	0,104	0,109	0,119	0,128	0,136	0,144	0,151	0,158	0,063	0,941	1,00
10	0,095	0,101	0,107	0,117	0,126	0,134	0,142	0,149	0,156	0,062	0,942	10
20	0,094	0,099	0,105	0,115	0,124	0,132	0,140	0,147	0,154	0,061	0,943	20
30	0,092	0,098	0,103	0,113	0,122	0,130	0,138	0,145	0,152	0,060	0,944	30
40	0,091	0,097	0,102	0,112	0,121	0,129	0,137	0,144	0,151	0,059	0,944	40
1,50	0,089	0,095	0,101	0,111	0,120	0,128	0,136	0,143	0,150	0,058	0,945	1,50
60	0,088	0,094	0,100	0,110	0,119	0,127	0,134	0,142	0,148	0,057	0,946	60
70	0,087	0,093	0,099	0,109	0,118	0,126	0,134	0,141	0,148	0,056	0,947	70
80	0,087	0,093	0,098	0,108	0,117	0,125	0,133	0,140	0,147	0,056	0,947	80
90	0,086	0,092	0,097	0,107	0,116	0,124	0,132	0,139	0,146	0,055	0,948	90
2,00	0,085	0,091	0,097	0,106	0,115	0,124	0,131	0,139	0,145	0,054	0,949	2,00
20	0,084	0,090	0,095	0,105	0,114	0,123	0,130	0,137	0,144	0,053	0,950	20
40	0,083	0,089	0,095	0,104	0,113	0,122	0,129	0,137	0,143	0,052	0,951	40
60	0,082	0,088	0,094	0,104	0,113	0,121	0,128	0,136	0,142	0,050	0,952	60
80	0,082	0,088	0,093	0,103	0,112	0,120	0,128	0,135	0,142	0,049	0,953	80
3,00	0,081	0,087	0,092	0,102	0,111	0,119	0,127	0,134	0,141	0,048	0,955	3,00

Zu Tab. IV.

B. Bei den Condens.-Maschinen. (Mit Einschluss des Pumpenwiderstandes.)

Masch. leicht gebaut				mittelstark geb.			sehr kräftig geb.			bei Zweicyl.-Masch. ist r_0 grösser um	μ	$\frac{1}{1+\mu}$	Kolben-Durchm. D Met.
Durchm. D Met.	bei Eincylinder-Maschinen: r_0 für eine grösste Adm. Spannung (p in Atm. od. Kgr.)												
	3	3,5	4	5	6	7	8	9	10				
0,15	0,413	0,420	0,426	0,438	0,449	0,459	0,468	0,476	0,484	0,100	0,133	0,882	0,15
16	0,393	0,400	0,406	0,418	0,429	0,439	0,448	0,456	0,464	0,095	0,132	0,884	16
17	0,377	0,384	0,391	0,402	0,413	0,423	0,432	0,441	0,449	0,090	0,130	0,885	17
18	0,362	0,369	0,375	0,387	0,398	0,407	0,416	0,425	0,433	0,085	0,128	0,886	18
19	0,349	0,356	0,363	0,374	0,385	0,395	0,404	0,413	0,421	0,080	0,127	0,888	19
0,20	0,337	0,344	0,350	0,362	0,373	0,382	0,391	0,400	0,408	0,075	0,125	0,889	0,20
22	0,316	0,323	0,330	0,341	0,352	0,362	0,371	0,380	0,388	0,070	0,122	0,891	22
24	0,299	0,306	0,313	0,324	0,335	0,345	0,354	0,363	0,371	0,065	0,119	0,893	24
26	0,285	0,292	0,298	0,310	0,321	0,330	0,340	0,348	0,356	0,060	0,117	0,896	26
28	0,272	0,279	0,286	0,298	0,308	0,318	0,327	0,336	0,344	0,055	0,114	0,898	28
0,30	0,262	0,269	0,275	0,287	0,298	0,307	0,316	0,325	0,333	0,050	0,111	0,900	0,30
32	0,252	0,259	0,266	0,277	0,288	0,298	0,307	0,316	0,324	0,048	0,109	0,902	32
34	0,244	0,251	0,257	0,269	0,280	0,290	0,299	0,307	0,316	0,045	0,107	0,904	34
36	0,237	0,244	0,250	0,262	0,273	0,282	0,291	0,300	0,308	0,043	0,105	0,905	36
38	0,230	0,237	0,243	0,255	0,266	0,276	0,285	0,293	0,302	0,040	0,102	0,907	38
0,40	0,224	0,231	0,238	0,249	0,260	0,270	0,279	0,288	0,296	0,038	0,100	0,909	0,40
42	0,219	0,226	0,233	0,244	0,255	0,265	0,274	0,283	0,291	0,036	0,098	0,911	42
44	0,214	0,221	0,228	0,239	0,250	0,260	0,269	0,278	0,286	0,035	0,096	0,912	44
46	0,210	0,217	0,223	0,235	0,246	0,255	0,264	0,273	0,281	0,033	0,095	0,914	46
48	0,206	0,213	0,219	0,231	0,242	0,251	0,260	0,269	0,277	0,032	0,093	0,915	48
0,50	0,202	0,209	0,215	0,227	0,238	0,247	0,256	0,265	0,273	0,030	0,091	0,917	0,50
55	0,193	0,200	0,207	0,219	0,229	0,239	0,248	0,257	0,265	0,028	0,088	0,920	55
60	0,187	0,194	0,200	0,212	0,223	0,232	0,241	0,250	0,258	0,026	0,084	0,922	60
65	0,181	0,188	0,194	0,206	0,217	0,227	0,236	0,244	0,252	0,024	0,081	0,925	65
70	0,176	0,183	0,189	0,201	0,212	0,222	0,231	0,239	0,247	0,022	0,077	0,928	70
0,75	0,172	0,179	0,185	0,197	0,208	0,217	0,226	0,235	0,243	0,020	0,074	0,931	0,75
80	0,168	0,175	0,181	0,193	0,204	0,214	0,223	0,231	0,239	0,019	0,072	0,933	80
85	0,165	0,172	0,178	0,190	0,201	0,210	0,220	0,228	0,236	0,018	0,070	0,935	85
90	0,162	0,169	0,175	0,187	0,198	0,207	0,216	0,225	0,233	0,017	0,067	0,937	90
95	0,159	0,166	0,173	0,184	0,195	0,205	0,214	0,223	0,231	0,016	0,065	0,939	95
1,00	0,157	0,164	0,170	0,182	0,193	0,202	0,211	0,220	0,228	0,015	0,063	0,941	1,00
10	0,153	0,160	0,166	0,178	0,188	0,198	0,207	0,216	0,224	0,014	0,062	0,942	10
20	0,149	0,156	0,163	0,174	0,185	0,195	0,204	0,213	0,221	0,013	0,061	0,943	20
30	0,146	0,153	0,160	0,171	0,182	0,192	0,201	0,210	0,218	0,012	0,060	0 944	30
40	0,144	0,151	0,157	0,169	0,180	0,190	0,199	0,207	0,215	0,011	0,059	0,944	40
1,50	0,142	0,149	0,155	0,167	0,178	0,187	0,196	0,205	0,213	0,010	0,058	0,945	1,50
60	0,140	0,147	0,153	0,165	0,176	0,185	0,195	0,203	0,211	0,010	0,057	0,946	60
70	0,138	0,145	0,152	0,163	0,174	0,184	0,193	0,202	0,210	0,009	0,056	0,947	70
80	0,137	0,144	0,150	0,162	0,173	0,182	0,191	0,200	0,208	0,009	0,056	0,947	80
90	0,135	0,142	0,149	0,161	0,171	0,181	0,190	0,199	0,207	0,008	0,055	0,948	90
2,00	0,134	0,141	0,148	0,159	0,170	0,180	0,189	0,198	0,206	0,008	0,054	0,949	2,00
20	0,132	0,139	0,146	0,157	0,168	0,178	0,187	0,196	0,204	0,007	0,053	0,950	20
40	0,130	0,137	0,144	0,156	0,166	0,176	0,185	0,194	0,202	0,007	0,052	0,951	40
60	0,129	0,136	0,142	0,154	0,165	0,175	0,184	0,192	0,201	0,006	0,050	0,952	60
80	0,128	0,135	0,141	0,153	0,164	0,173	0,183	0,191	0,199	0,006	0,049	0,953	80
3,00	0,127	0,134	0,140	0,152	0,163	0,172	0,181	0,190	0,198	0,005	0,048	0,955	3,00

Note. Der Widerstand r_0 kann sich nach Umständen bei vorzüglichen Maschinen um ein Beträchtliches (vielleicht um 20%), μ jedoch nicht sehr erheblich geringer, als die Ansätze unter A. und B. gestalten; in der höheren Schätzung des passiven Widerstandes für die Berechnung liegt die Sicherheit der letzteren.

Tab. V. A.

Dampf-Consum der Auspuff-Maschinen mit Coulissen-Steuerung.

a) mit Coulissen-Steuerung nach Gooch, Stephenson etc.

1. Nutzbarer Dampfverbrauch C_i' pro indic. Pferdekraft und Stunde in Kgr.

Füllung $\frac{l_1}{l}$ =	0,8	0,7	0,6	0,5	0,4	0,333	0,3	0,25	0,20	0,15
p = 3	20,74	19,55	*18,60*	18,02	18,16	19,42	.	.	.	.
3½	18,99	17,79	16,76	*15,93*	15,44	15,53	15,94	.	.	.
4	17,86	16,67	15,62	*14,70*	*13,97*	13,69	13,66	13,74	.	.
4½	17,03	15,87	14,81	13,85	*13,02*	12,58	12,41	12,21	.	.
p = 5	16,42	15,28	14,22	13,25	*12,37*	11,85	11,62	11,30	10,83	.
5½	15,98	14,86	13,80	12,83	*11,93*	*11,33*	11,12	10,76	10,32	.
6	15,54	14,44	13,39	12,42	11,50	*10,91*	10,63	10,22	9,82	9,44
6½	15,24	14,15	13,11	12,14	11,22	*10,62*	*10,43*	9,92	9,53	9,16
p = 7	14,94	13,86	12,84	11,87	10,94	*10,33*	*10,03*	9,62	9,23	8,88
8	14,51	13,45	12,45	11,49	10,56	9,95	*9,64*	9,24	8,87	8,55
9	14,17	13,13	12,14	11,19	10,26	9,66	*9,35*	*8,95*	8,60	8,29
10	13,91	12,88	11,90	10,96	10,05	9,44	9,13	*8,74*	8,40	8,10

Bei exacten Masch. kann C_i' etwa um 0,5 Kgr. weniger betragen.

2. Werthe von $\sqrt{c}\ C_i''$ zur Bestimmung des Abkühlungs-Verlustes C_i'' pro indic. Pferdekraft und Stunde in Kgr.

(mit dem Correct.-Coëffic. des folgenden Tabellchens zu multiplicieren.)

Füllung $\frac{l_1}{l}$ =	0,8	0,7	0,6	0,5	0,4	0,333	0,3	0,25	0,20	0,15
p = 3	6,12	5,99	*6,04*	6,47	7,79	10,12	.	.	.	.
3½	6,11	5,94	5,95	*6,27*	7,34	9,22	11,12	.	.	.
4	6,11	5,89	5,85	*6,06*	*6,89*	8,32	9,57	14,50	.	.
4½	6,10	5,84	5,75	5,86	*6,44*	7,42	8,02	10,87	.	.
p = 5	6,10	5,80	5,66	5,66	*5,99*	6,52	6,99	8,12	10,32	.
5½	6,14	5,82	5,66	5,65	*5,88*	*6,40*	6,82	7,83	9,81	.
6	6,18	5,85	5,67	5,63	5,76	*6,27*	6,64	7,53	9,31	14,00
6½	6,23	5,88	5,67	5,62	5,65	*6,15*	*6,47*	7,24	8,80	12,93
p = 7	6,27	5,91	5,68	5,60	5,74	*6,02*	*6,29*	6,95	8,29	11,85
8	6,36	5,98	5,74	5,63	5,73	5,98	*6,22*	6,80	8,03	11,31
9	6,45	6,06	5,79	5,67	5,72	5,94	*6,14*	*6,65*	7,76	10,76
10	6,53	6,14	5,85	5,70	5,72	5,89	6,07	*6,50*	7,49	10,21

Corrections-Coëfficient für den Abkühlungsverlust C_i'' bei dem jeweiligen Hubverhältnisse $l : D$ und bei der jeweiligen Füllung $\frac{l_1}{l}$.

Füllung $\frac{l_1}{l}$ =	0,8	0,7	0,6	0,5	0,4	0,333	0,3	0,25	0,20	0,15	0,125	0,10
$l : D$ = 0,4	0,47	0,49	0,52	0,55	0,58	0,60	0,62	0,64	0,66	0,69	0,71	0,73
0,6	0,54	0,56	0,58	0,60	0,63	0,65	0,67	0,68	0,71	0,73	0,75	0,76
0,8	0,61	0,62	0,64	0,66	0,68	0,70	0,71	0,73	0,75	0,77	0,78	0,79
1,0	0,67	0,68	0,70	0,72	0,74	0,75	0,76	0,77	0,79	0,81	0,82	0,83
$l : D$ = 1,2	0,74	0,75	0,76	0,77	0,79	0,80	0,81	0,82	0,83	0,84	0,85	0,86
1,4	0,80	0,81	0,82	0,83	0,84	0,85	0,86	0,86	0,87	0,88	0,89	0,90
1,6	0,87	0,87	0,88	0,89	0,90	0,90	0,91	0,91	0,92	0,92	0,93	0,93
1,8	0,93	0,93	0,94	0,94	0,95	0,95	0,95	0,95	0,95	0,96	0,96	0,96
2,0	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1

Fortsetzung a. f. S.

3. Dampflässigkeits-Verlust C_i''' siehe Tabelle V'.

Zu Tab. V. A.

b) mit separater Einlass-Coulisse.

1 Nutzbarer Dampfverbrauch. C_i' pro indic. Pferdekraft und Stunde in Kgr.

Füll. $\frac{l_1}{l}$ =	0,8	0,7	0,6	0,5	0,4	0,333	0,3	0,25	0,20	0,15	0,125	0,10
p = 3	20,27	18,84	17,61	*16,64*	*16,10*	16,17	16,45	17,51	.	.	.	.
3½	18,58	17,20	15,97	14,95	*14,20*	13,96	13,97	14,44	15,42	.	.	.
4	17,48	16,14	14,94	13,89	*13,06*	*12,67*	12,57	12,61	13,09	14,84	.	.
4½	16,67	15,37	14,20	13,15	12,27	*11,81*	11,65	11,54	11,73	12,68	.	.
p = 5	16,08	14,81	13,65	12,61	11,70	*11,47*	11,01	10,82	10,85	11,39	12,20	.
5½	15,66	14,41	13,27	12,23	11,32	*10,94*	*10,59*	10,36	10,30	10,66	11,25	.
6	15,24	14,01	12,88	11,85	10,93	10,40	*10,17*	9,89	9,74	9,92	10,29	11,14
6½	14,95	13,74	12,62	11,60	10,69	10,14	*9,90*	*9,60*	9,41	9,50	9,78	10,46
p = 7	14,65	13,46	12,36	11,34	10,42	9,87	*9,63*	*9,30*	9,08	9,08	9,27	9,77
8	14,24	13,07	11,99	10,98	10,07	9,51	9,25	*8,91*	8,64	8,54	8,64	8,96
9	13,90	12,75	11,69	10,70	9,79	9,23	8,96	*8,61*	*8,31*	8,16	8,19	8,41
10	13,64	12,52	11,46	10,49	9,57	9,01	8,75	8,39	*8,07*	7,87	7,88	8,02

Bei exacten Masch. kann C_i' etwa um 0,5 Kgr. weniger betragen.

2. Werthe von $\sqrt{c}\ C_i''$ zur Bestimmung des Abkühlungs-Verlustes C_i'' pro indic. Pferdekraft und Stunde in Kgr.

(mit dem Correct.-Coëffic. des folg. Tabellchens zu multiplicieren)

Füll. $\frac{l_1}{l}$ =	0,8	0,7	0,6	0,5	0,4	0,333	0,3	0,25	0,20	0,15	0,125	0,10
p = 3	6,04	5,72	5,63	*5,73*	*6,17*	6,84	7,40	8,79	.	.	.	.
3½	6,04	5,70	5,55	5,62	*5,96*	6,51	6,98	8,13	10,65	.	.	.
4	6,04	5,68	5,48	5,50	*5,76*	*6,19*	6,56	7,47	9,41	15,80	.	.
4½	6,03	5,66	5,40	5,39	5,55	*5,87*	6,15	6,82	8,17	12,18	.	.
p = 5	6,03	5,64	5,39	5,27	5,35	*5,55*	5,73	6,16	6,93	8,57	10,16	.
5½	6,08	5,68	5,41	5,28	5,32	*5,50*	*5,67*	6,05	6,76	8,23	9,79	.
6	6,12	5,72	5,43	5,28	5,30	5,46	*5,60*	5,95	6,60	7,89	9,42	11,35
6½	6,16	5,75	5,45	5,29	5,28	5,41	*5,54*	*5,85*	6,43	7,55	9,05	10,43
p = 7	6,20	5,79	5,47	5,29	5,25	5,37	*5,47*	*5,74*	6,26	7,21	8,68	9,50
8	6,30	5,86	5,54	5,33	5,28	5,38	5,47	*5,71*	6,17	7,04	8,21	9,07
9	6,39	5,94	5,60	5,37	5,31	5,40	5,46	*5,67*	*6,09*	6,87	7,74	8,63
10	6,49	6,02	5,66	5,41	5,33	5,41	5,45	5,64	*6,01*	6,69	7,28	8,19

Fortsetzung des Correct.-Coëffic. für C_i''.

Füllung $\frac{l_1}{l}$ =	0,8	0,7	0,6	0,5	0,4	0,333	0,3	0,25	0,20	0,15	0,125	0,10
$l:D$ = 2,0	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1
2,2	1,07	1,06	1,06	1,06	1,05	1,05	1,05	1,05	1,04	1,04	1,04	1,03
2,4	1,13	1,13	1,12	1,11	1,11	1,10	1,10	1,09	1,08	1,08	1,07	1,07
2,6	1,20	1,19	1,18	1,17	1,16	1,15	1,14	1,14	1,13	1,12	1,11	1,10
2,8	1,26	1,25	1,24	1,23	1,21	1,20	1,19	1,18	1,17	1,15	1,14	1,14
$l:D$ = 3,0	1,33	1,32	1,30	1,28	1,26	1,25	1,24	1,23	1,21	1,19	1,18	1,17
3,5	1,49	1,47	1,45	1,43	1,40	1,37	1,36	1,34	1,31	1,29	1,27	1,26
4,0	1,66	1,63	1,60	1,57	1,53	1,50	1,48	1,45	1,42	1,38	1,36	1,34
4,5	1,82	1,79	1,75	1,71	1,66	1,62	1,60	1,56	1,52	1,48	1,45	1,43
5,0	1,99	1,95	1,90	1,85	1,79	1,75	1,72	1,68	1,63	1,58	1,54	1,51

Werthe von $\sqrt{c}$ und $\frac{1}{\sqrt{c}}$ siehe Tab. VI.

3. Dampfflüssigkeits-Verlust C_i''' siehe Tab. V'.

Tab. V. B.

Dampf-Consum der Auspuff-Masch. mit Expans.-Steuerung.

a) ohne Dampfhemd.

1. Nutzbarer Dampfverbrauch C_i' pro indic. Pferdekraft und Stunde in Kgr.

Füll. $\frac{l_1}{l}$ =	0,8	0,7	0,6	0,5	0,4	0,333	0,3	0,25	0,20	0,15	0,125	0,10
p = 3	20,38	18,85	17,58	*16,66*	*16,15*	16,36	16,66	17,98	.	.	.	.
3½	18,55	17,09	15,85	14,82	*14,12*	*13,90*	13,96	14,39	15,69	.	.	.
4	17,36	15,96	14,77	13,72	*12,91*	*12,53*	12,45	12,53	13,07	15,01	.	.
4½	16,52	15,17	13,99	12,96	12,04	*11,64*	*11,50*	11,37	11,58	12,64	13,99	.
p = 5	15,90	14,58	13,42	12,39	11,47	10,96	*10,80*	10,61	10,67	11,23	12,01	.
5½	15,45	14,16	13,03	12,00	11,09	10,55	*10,35*	*10,14*	10,08	10,45	11,01	.
6	15,01	13,74	12,64	11 61	10,70	10,15	9,91	*9,67*	9,50	9,67	10,02	10,75
6½	14,70	13,46	12,37	11,33	10,42	9,88	9,64	*9,36*	*9,16*	9,22	9,49	10,04
p = 7	14,39	13,18	12,10	11,05	10,15	9,61	9,37	*9,05*	*8,83*	8,78	8,96	9,34
8	13,99	12,80	11,72	10,72	9,80	9,26	9,02	8,64	*8,40*	8,24	8,29	8,53
9	13,63	12,50	11,42	10,40	9,50	8,96	8,69	8,34	*8,05*	*7,86*	7,86	7,97
10	13,35	12,23	11,19	10,18	9,32	8,72	8,45	8,10	*7,78*	*7,56*	7,53	7,59

Bei exacten Masch. kann C_i etwa um 0,5 Kgr. weniger betragen.

2. Werthe von $\sqrt{\epsilon}\ C_i''$ zur Bestimmung des Abkühlungs-Verlustes C_i'' pro indic. Pferdekraft und Stunde in Kgr.

(mit dem Corr.-Coëffic. des folg. Tabellchens zu multiplicieren.)

Füll. $\frac{l_1}{l}$ =	0,8	0,7	0,6	0,5	0,4	0,333	0,3	0,25	0,20	0,15	0,125	0,10
p = 3	6,13	5,82	5,69	*5,78*	*6,23*	6,92	7,53	9,04	.	.	.	.
3½	6,13	5,77	5,58	5,60	*5,91*	*6,41*	6,86	7,95	10,32	.	.	.
4	6,13	5,72	5,47	5,42	*5,58*	*5,91*	6,20	6,85	8,12	11,05	.	.
4½	6,14	5,74	5,47	5,39	5,50	*5,78*	*6,03*	6,60	7,70	10,18	13,02	.
p = 5	6,17	5,75	5,46	5,35	5,43	5,65	*5,87*	6,35	7,28	9,32	11,56	.
5½	6,20	5,76	5,46	5,32	5,35	5,53	*5,70*	*6,10*	6,86	8,46	10,10	.
6	6,23	5,77	5,46	5,28	5,27	5,40	5,54	*5,85*	6,45	7,59	8,64	10,42
6½	6,27	5,81	5,48	5,30	5,27	5,39	5,51	*5,80*	*6,35*	7,41	8,36	9,96
p = 7	6,31	5,84	5,51	5,32	5,27	5,37	5,48	*5,75*	*6,25*	7,23	8,09	9,50
8	6,39	5,92	5,57	5,35	5,27	5,34	5,42	5,64	*6,06*	6,86	7,53	8,58
9	6,49	6,00	5,64	5,40	5,30	5,35	5,42	5,60	*6,00*	*6,73*	7,33	8,26
10	6,58	6,08	5,71	5,45	5,33	5,36	5,42	5,57	*5,94*	*6,59*	7,12	7,93

Corrections-Coëfficient für den Abkühlungsverlust C_i'' bei dem jeweiligen Hubverhältnisse $l:D$ und bei der jeweiligen Füllung $\frac{l_1}{l}$.

Füllung $\frac{l_1}{l}$ =	0,8	0,7	0,6	0,5	0,4	0,333	0,3	0,25	0,20	0,15	0,125	0,10
$l:D$ = 0 4	0,47	0 49	0,52	0,55	0,58	0,60	0,62	0,64	0,66	0,69	0,71	0,73
0 6	0,54	0,56	0,58	0,60	0,63	0,65	0,67	0,68	0,71	0,73	0,75	0,76
0 8	0,61	0,62	0,64	0,66	0,68	0,70	0,71	0,73	0,75	0,77	0,78	0,79
1.0	0,67	0,68	0,70	0,72	0,74	0,75	0,76	0,77	0,79	0,81	0,82	0,83
$l:D$ = 1.2	0,74	0,75	0,76	0,77	0,79	0,80	0,81	0,82	0,83	0,84	0,85	0,86
1.4	0,80	0,81	0,82	0,83	0,84	0,85	0,86	0,86	0,87	0,88	0,89	0 90
1 6	0,87	0,87	0,88	0,89	0,90	0,90	0,91	0,91	0,92	0,92	0,93	0,93
1.8	0,93	0,93	0,94	0,94	0,95	0,95	0,95	0,95	0,96	0,96	0,96	0,96
2.0	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1

Fortsetzung a. f. S

3. Dampflässigkeits-Verlust C_i''' siehe Tab. V'.

Zu Tab. V. B.

b) mit Dampfhemd.

1. Nutzbarer Dampfverbrauch C_i' pro indic. Pferdekraft und Stunde in Kgr.

Füll. $\frac{l_1}{l}=$	0,8	0,7	0,6	0,5	0,4	0,333	0,3	0,25	0,20	0,15	0,125	0,10
$p=3$	20,23	18,65	17,32	16,28	*15,62*	15,58	15,78	16,63	.	.	.	.
$3\frac{1}{2}$	18,43	16,94	15,63	14,54	*13,70*	*13,37*	13,32	13,50	14,32	.	.	.
4	17,28	15,84	14,57	13,47	12,56	*12,10*	11,95	11,87	12,15	13,31	.	.
$4\frac{1}{2}$	16,44	15,05	13,81	12,71	11,77	*11,26*	*11,06*	10,85	10,87	11,42	12,18	.
$p=5$	15,83	14,46	13,26	12,17	11,21	10,67	*10,44*	10,16	10,05	10,28	10,70	.
$5\frac{1}{2}$	15,39	14,06	12,87	11,79	10,83	10,27	*10,03*	*9,71*	9,53	9,62	9,89	.
6	14,96	13,66	12,49	11,42	10,45	9,88	9,62	*9,27*	9,02	8,96	9,09	9,44
$6\frac{1}{2}$	14,65	13,38	12,22	11,16	10,20	9,62	9,35	*8,99*	*8,71*	8,59	8,65	8,90
$p=7$	14,35	13,10	11,96	10,91	9,95	9,36	9,09	8,72	*8,40*	8,22	8,22	8,36
8	13,93	12,71	11,59	10,56	9,60	9,01	8,73	8,34	*8,00*	7,74	7,68	7,71
9	13,59	12,40	11,29	10,28	9,33	8,74	8,46	8,06	*7,70*	*7,40*	7,30	7,27
10	13,33	12,15	11,07	10,06	9,12	8,53	8,25	7,85	7,47	*7,14*	7,02	6,95

Bei exacten Masch. kann C_i' etwa um 0,7 Kgr. weniger betragen.

2. Werthe von $\sqrt{c}\ C_i''$ zur Bestimmung des Abkühlungs-Verlustes C_i'' pro indic. Pferdekraft und Stunde in Kgr.

(mit dem Correct.-Coëffic. des folg. Tabellchens zu multiplicieren.)

Füll. $\frac{l_1}{l}=$	0,8	0,7	0,6	0,5	0,4	0,333	0,3	0,25	0,20	0,15	0,125	0,10
$p=3$	5,79	5,46	5,30	5,36	*5,69*	6,26	6,75	7,93	.	.	.	.
$3\frac{1}{2}$	5,58	5,24	5,03	5,03	*5,24*	*5,65*	6,00	6,83	8,56	.	.	.
4	5,37	5,01	4,76	4,70	4,80	*5,03*	5,25	5,74	6,65	8,64	.	.
$4\frac{1}{2}$	5,27	4,90	4,65	4,56	4,62	*4,82*	*5,01*	5,42	6,21	7,89	9,62	.
$p=5$	5,16	4,79	4,54	4,42	4,46	4,61	*4,77*	5,11	5,76	7,13	8,50	.
$5\frac{1}{2}$	5,06	4,68	4,42	4,29	4,29	4,40	*4,52*	*4,80*	5,32	6,37	7,38	.
6	4,95	4,57	4,31	4,15	4,12	4,19	4,28	*4,49*	4,88	5,62	6,26	7,29
$6\frac{1}{2}$	4,90	4,52	4,25	4,09	4,05	4,11	4,19	*4,37*	*4,73*	5,41	5,99	6,91
$p=7$	4,84	4,47	4,20	4,03	3,97	4,03	4,10	4,26	*4,59*	5,20	5,71	6,52
8	4,73	4,36	4,09	3,92	3,83	3,87	3,91	4,04	*4,30*	4,78	5,17	5,76
9	4,67	4,30	4,03	3,85	3,75	3,77	3,81	3,92	*4,15*	*4,57*	4,91	5,42
10	4,61	4,24	3,97	3,77	3,67	3,68	3,71	3,80	4,00	*4,36*	4,65	5,09

Fortsetzung des Correct.-Coëffic. für C_i''.

Füllung $\frac{l_1}{l}=$	0,8	0,7	0,6	0,5	0,4	0,333	0,3	0,25	0,20	0.15	0.125	0.10
$l:D=2.0$	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1
2.2	1,07	1,06	1,06	1,06	1,05	1,05	1,05	1,05	1,04	1,04	1,04	1,03
2.4	1,13	1,13	1,12	1,11	1,11	1,10	1,10	1,09	1,08	1,08	1,07	1,07
2.6	1,20	1,19	1,18	1,17	1,16	1,15	1,14	1,14	1,13	1,12	1,11	1,10
2.8	1,26	1,25	1,24	1,23	1,21	1,20	1,19	1,18	1,17	1,15	1,14	1,14
$l:D=3.0$	1,33	1,32	1,30	1,28	1,26	1,25	1,24	1,23	1,21	1,19	1,18	1,17
3.5	1,49	1,47	1,45	1,43	1,40	1,37	1,36	1,34	1,31	1,29	1,27	1,26
4.0	1,66	1,63	1,60	1,57	1,53	1,50	1,48	1,45	1,42	1,38	1,36	1,34
4.5	1,82	1,79	1,75	1,71	1,66	1,62	1,60	1,56	1,52	1,48	1,45	1,43
5.0	1,99	1,95	1,90	1,85	1,79	1,75	1,72	1,68	1,63	1,58	1,54	1,51

Werthe von $\sqrt{c}$ und $\frac{1}{\sqrt{c}}$ siehe Tab. VI.

3. Dampflässigkeits-Verlust C_i''' siehe Tab. V'.

Tab. V. C.

Dampf-Consum der Eincylinder-Condens.-Maschinen.

a) ohne Dampfhemd.

1. Nutzbarer Dampfverbrauch C_i' pro indic. Pferdekraft und Stunde in Kgr.

Füll. $\frac{l_1}{l}$ =	0,7	0,6	0,5	0,4	0,333	0,3	0,25	0,20	0,15	0,125	0,10	0,07	0,05
$p = 2\frac{1}{2}$	13,05	11,94	10,91	9,94	9,33	*9,04*	*8,63*	8,25	7,96	7,87	7,86	8,05	8,51
3	12,71	11,62	10,61	9,65	9,04	8,76	*8,34*	7,95	7,62	7,50	7,45	7,54	7,83
$3\frac{1}{2}$	12,46	11,39	10,38	9,44	8,83	8,55	*8,12*	*7,73*	7,39	7,25	7,17	7,20	7,41
4	12,27	11,21	10,22	9,28	8,68	8,39	7,97	*7,58*	7,22	7,08	6,98	6,97	7,13
$4\frac{1}{2}$	12,10	11,06	10,07	9,14	8,55	8,26	7,84	*7,44*	7,09	6,93	6,82	6,79	6,90
$p = 5$	11,97	10,94	9,96	9,03	8,45	8,16	7,74	*7,34*	*6,98*	6,82	6,70	6,64	6,73
$5\frac{1}{2}$	11,86	10,84	9,86	8,94	8,36	8,08	7,65	*7,25*	*6,89*	6,73	6,60	6,54	6,60
6	11,75	10,74	9,77	8,86	8,28	8,00	7,57	7,17	*6,81*	6,64	6,51	6,44	6,48
$6\frac{1}{2}$	11,66	10,65	9,70	8,79	8,21	7,93	7,51	7,11	*6,74*	6,57	6,44	6,36	6,39
$p = 7$	11,58	10,57	9,63	8,72	8,14	7,86	7,45	7,05	*6,68*	*6,51*	6,37	6,28	6,31
8	11,45	10,46	9,52	8,62	8,05	7,76	7,35	6,95	6,58	*6,41*	6,27	6,17	6,18
9	11,34	10,34	9,41	8,52	7,96	7,67	7,27	6,87	6,50	*6,33*	6,18	6,07	6,07
Bei exacten Masch. weniger um . .					0,36	0,38	0,40	0,44	0,48	0,52	0,56	0,63	0,70

2. Werthe von $\sqrt{c}\ C_i''$ zur Bestimmung des Abkühlungs-Verlustes C_i'' pro indic. Pferdekraft und Stunde in Kgr.

(mit dem Correct.-Coëffic. des folg. Tabellchens zu multiplicieren.)

Füll. $\frac{l_1}{l}$ =	0,7	0,6	0,5	0,4	0,333	0,3	0,25	0,20	0,15	0,125	0,10	0,07	0,05
$p = 2\frac{1}{2}$	5,31	4,98	4,75	4,64	4,65	*4,69*	*4,81*	5,07	5,54	5,92	6,50	7,67	9,06
3	5,44	5,10	4,86	4,73	4 72	4,76	*4,87*	5,11	5,55	5,90	6,44	7,51	8,74
$3\frac{1}{2}$	5,58	5,22	4,96	4,82	4,80	4,83	*4,92*	*5,14*	5,56	5,89	6,38	7,34	8,43
4	5,71	5,34	5,07	4,90	4,88	4,91	4,98	*5,18*	5,57	5,87	6,32	7,18	8,11
$4\frac{1}{2}$	5,81	5,43	5,15	4,98	4,94	4,97	5,04	*5,23*	5,61	5,90	6,34	7,17	8,07
$p = 5$	5,90	5,51	5,22	5,05	5,01	5,03	5,10	*5,28*	*5,65*	5,93	6,36	7,16	8,02
$5\frac{1}{2}$	6,00	5,60	5,30	5,12	5,07	5,09	5,16	*5,33*	*5,69*	5,97	6,38	7,15	7,97
6	6,10	5,68	5,38	5,19	5,14	5,15	5,21	5,39	*5,73*	6,00	6,40	7,14	7,93
$6\frac{1}{2}$	6,17	5,75	5,44	5,24	5,21	5,19	5,26	5,43	*5,77*	6,04	6,43	7,17	7,94
$p = 7$	6,23	5,81	5,49	5,29	5,28	5,24	5,30	5,47	*5,81*	*6,07*	6,46	7,19	7,95
8	6,31	5,94	5,61	5,39	5,42	5,33	5,39	5,56	5,89	*6,15*	6,53	7,24	7,97
9	6,51	6,06	5,73	5,50	5 56	5,42	5,49	5,65	5,97	*6,22*	6,60	7,29	7,99

Corrections-Coëfficient für den Abkühlungsverlust C_i'' bei dem jeweiligen Hubverhältnisse $l : D$ und bei der jeweiligen Füllung $\frac{l_1}{l}$.

Füllung $\frac{l_1}{l}$ =	0.6	0.5	0,4	0,333	0,3	0,25	0,20	0,15	0,125	0,10	0,08	0,07	0,06	0,05
$l : D = 0.4$	0,52	0,55	0,58	0,60	0,62	0,64	0,66	0,69	0,71	0,73	0,74	0,75	0,75	0,76
0.6	0,58	0,60	0,63	0,65	0,67	0,68	0,71	0,73	0,75	0,76	0,77	0,78	0,79	0,79
0.8	0,64	0,66	0,68	0,70	0,71	0,73	0 75	0,77	0,78	0,79	0,81	0,81	0,82	0,82
1,0	0,70	0,72	0,74	0,75	0,76	0,77	0,79	0,81	0,82	0,83	0,84	0,84	0,85	0,85
$l : D = 1,2$	0,76	0,77	0,79	0,80	0,81	0,82	0,83	0,84	0,85	0,86	0,87	0,88	0,88	0,88
1.4	0,82	0,83	0,84	0,85	0,86	0,86	0,87	0,88	0,89	0,90	0,90	0,91	0,91	0,91
1.6	0,88	0,89	0 90	0,90	0,91	0,91	0,92	0,92	0,93	0,93	0,93	0,94	0,94	0,94
1,8	0,94	0,94	0,95	0,95	0,95	0,95	0,96	0,96	0,96	0,96	0,97	0,97	0,97	0,97
2.0	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1

Fortsetzung a. f. S.

3. Dampflässigkeits-Verlust C_i''' siehe Tab. V'.

Zu Tab. V. C.

b) mit Dampfhemd.

1. Nutzbarer Dampfverbrauch C_i' pro indic. Pferdekraft und Stunde in Kgr.

Füll. $\frac{l_i}{l}$ =	0,7	0,6	0,5	0,4	0,333	0,3	0,25	0,20	0,15	0,125	0,10	0,07	0,05
p = 2½	12,86	11,70	10,62	9,61	8,96	8,65	8,19	7,76	7,34	7,19	7,05	6,96	7,02
3	12,53	11,40	10,34	9,33	8,70	8,39	7,93	7,49	7,07	6,88	6,72	6,58	6,57
3½	12,28	11,16	10,12	9,13	8,50	8,19	7,74	7,29	6,87	6,67	6,49	6,32	6,27
4	12,10	11,00	9,96	8,98	8,36	8,05	7,60	7,15	6,72	6,52	6,33	6,14	6,07
4½	11,94	10,85	9,83	8,86	8,23	7,93	7,48	7,03	6,60	6,40	6,20	6,00	5,90
p = 5	11,81	10,73	9,72	8,75	8,13	7,83	7,38	6,94	6,50	6,27	6,10	5,89	5,78
5½	11,70	10,63	9,63	8,67	8,05	7,75	7,30	6,86	6,43	6,21	6,02	5,80	5,69
6	11,59	10,53	9,54	8,59	7,98	7,68	7,23	6,79	6,36	6,15	5,94	5,72	5,60
6½	11,51	10,45	9,46	8,52	7,91	7,61	7,17	6,73	6,30	6,09	5,88	5,65	5,53
p = 7	11,43	10,38	9,39	8,45	7,85	7,55	7,11	6,67	6,24	6,03	5,82	5,59	5,47
8	11,30	10,26	9,29	8,36	7,76	7,46	7,02	6,59	6,15	5,94	5,74	5,50	5,37
9	11,18	10,16	9,19	8,27	7,67	7,38	6,94	6,51	6,08	5,87	5,66	5,42	5,29
Bei exacten Masch. weniger um . .					0,56	0,57	0,58	0,60	0,62	0,64	0,66	0,68	0,70

2. Werthe von $\sqrt{c}\ C_i''$ zur Bestimmung des Abkühlungs-Verlustes C_i'' pro indic. Pferdekraft und Stunde in Kgr.

(mit dem Correct.-Coëffic. des folg. Tabellchens zu multiplicieren.)

Füll. $\frac{l_i}{l}$ =	0,7	0,6	0,5	0,4	0,333	0,3	0,25	0,20	0,15	0,125	0,10	0,07	0,05
p = 2½	5,20	4,85	4,60	4,46	4,44	4,46	4,54	4,74	5,10	5,38	5,79	6,59	7,43
3	5,13	4,78	4,52	4,37	4,34	4,36	4,43	4,60	4,92	5,18	5,55	6,26	6,99
3½	5,05	4,70	4,45	4,28	4,25	4,26	4,31	4,46	4,75	4,98	5,31	5,93	6,55
4	4,98	4,63	4,37	4,20	4,15	4,16	4,20	4,32	4,58	4,78	5,07	5,59	6,11
4½	4,93	4,59	4,33	4,15	4,10	4,11	4,14	4,26	4,51	4,69	4,97	5,46	5,95
p = 5	4,89	4,54	4,28	4,11	4,05	4,05	4,09	4,20	4,43	4,60	4,87	5,33	5,79
5½	4,85	4,50	4,24	4,06	4,00	4,00	4,03	4,13	4,35	4,52	4,77	5,20	5,63
6	4,80	4,45	4,19	4,02	3,95	3,95	3,98	4,07	4,27	4,43	4,66	5,07	5,47
6½	4,77	4,43	4,17	3,99	3,92	3,92	3,94	4,04	4,23	4,39	4,61	5,01	5,39
p = 7	4,75	4,40	4,14	3,96	3,90	3,89	3,91	4,00	4,19	4,34	4,56	4,95	5,32
8	4,69	4,35	4,09	3,90	3,84	3,83	3,85	3,93	4,11	4,25	4,46	4,82	5,17
9	4,63	4,29	4,03	3,85	3,78	3,77	3,78	3,86	4,03	4,16	4,36	4,70	5,02

Fortsetzung des Correct.-Coëffic. für C_i''.

Füllung $\frac{l_i}{l}$ =	0,6	0,5	0,4	0,333	0,3	0,25	0,20	0,15	0,125	0,10	0,08	0,07	0,06	0,05
$l : D$ = 2,0	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1
2,2	1,06	1,06	1,05	1,05	1,05	1,05	1,04	1,04	1,04	1,03	1,03	1,03	1,03	1,03
2,4	1,12	1,11	1,11	1,10	1,10	1,09	1,08	1,08	1,07	1,07	1,06	1,06	1,06	1,06
2,6	1,18	1,17	1,16	1,15	1,14	1,14	1,13	1,12	1,11	1,10	1,10	1,09	1,09	1,09
2,8	1,24	1,23	1,21	1,20	1,19	1,18	1,17	1,15	1,14	1,14	1,13	1,12	1,12	1,12
$l : D$ = 3,0	1,30	1,28	1,26	1,25	1,24	1,23	1,21	1,19	1,18	1,17	1,16	1,16	1,15	1,15
3,5	1,45	1,43	1,40	1,37	1,36	1,34	1,31	1,29	1,27	1,26	1,24	1,24	1,23	1,22
4,0	1,60	1,57	1,53	1,50	1,48	1,45	1,42	1,38	1,36	1,34	1,32	1,31	1,31	1,30
4,5	1,75	1,71	1,66	1,62	1,60	1,56	1,52	1,48	1,45	1,43	1,41	1,39	1,38	1,37
5,0	1,90	1,85	1,79	1,75	1,72	1,63	1,63	1,58	1,54	1,51	1,49	1,47	1,46	1,44

Werthe von $\sqrt{c}$ und $\frac{1}{\sqrt{c}}$ siehe Tab. VI.

3. Dampflüssigkeits-Verlust C_i''' siehe Tab. V'.

Tab. V D.

Dampf-Consum der Zweicylinder-Condens.-Maschinen (mit Doppelsteuerung).

a) ohne (geheizten) Receiver. (Corrigierte Woolf- und Maschinen mit kaltem Receiver.)

1. Nutzbarer Dampfverbrauch C_i' pro indic. Pferdekraft und Stunde in Kgr.

Füllung $\frac{l_1}{l}$ = (reduc.)	0,25	0,20	0,15	0,125	0,10	0,08	0,07	0,06	0,05	0,04
p = 4	7,33	6,80	6,27	6,03	5,87	5,79	5,76	5,78	.	.
4½	7,22	6,68	6,15	5,89	5,71	5,60	5,57	5,57	.	.
p = 5	7,10	6,56	6,02	5,75	5,55	5,42	5,38	5,36	5,36	.
5½	7,05	6,51	5,96	5,68	5,46	5,31	5,27	5,23	5,22	.
6	7,00	6,45	5,90	5,61	5,37	5,21	5,16	5,11	5,09	5,13
6½	6,95	6,40	5,84	5,55	5,28	5,11	5,04	4,99	4,86	4,97
p = 7	6,90	6,34	5,77	5,48	5,19	5,00	4,93	4,87	4,83	4,82
8	6,85	6,28	5,71	5,42	5,11	4,90	4,81	4,74	4,69	4,66
9	6,79	6,22	5,64	5,35	5,04	4,80	4,70	4,62	4,55	4,51
10	6,74	6,16	5,58	5,28	4,96	4,70	4,58	4,50	4,42	4,36

2. Werthe von $\sqrt{c}\ C_i''$ zur Bestimmung des Abkühlungs-Verlustes C_i'' pro indic. Pferdekraft und Stunde in Kgr.

(mit dem Correct.-Coëffic. des folg. Tabellchens zu multiplicieren.)

Füllung $\frac{l_1}{l}$ = (reduc.)	0,25	0,20	0,15	0,125	0,10	0,08	0,07	0,06	0,05	0,04
p = 4	3,27	3,44	3,77	4,05	4,47	4,91	5,35	5,81	.	.
4½	3,15	3,28	3,57	3,82	4,20	4,61	4,99	5,41	.	.
p = 5	3,02	3,12	3,37	3,59	3,92	4,31	4,63	5,01	5,49	.
5½	2,94	3,02	3,24	3,43	3,74	4,11	4,39	4,74	5,18	.
6	2,86	2,91	3,10	3,28	3,56	3,91	4,15	4,47	4,87	5,47
6½	2,81	2,85	3,02	3,19	3,45	3,78	4,01	4,31	4,68	5,25
p = 7	2,77	2,79	2,94	3,09	3,34	3,65	3,86	4,15	4,49	5,04
8	2,68	2,67	2,78	2,91	3,12	3,39	3,57	3,82	4,12	4,61
9	2,65	2,60	2,68	2,78	2,97	3,21	3,37	3,60	3,89	4,33
10	2,63	2,52	2,57	2,65	2,81	3,03	3,17	3,38	3,66	4,04

Corrections-Coëfficient für den Abkühlungsverlust C_i'' bei dem jeweiligen Hubverhältnisse $l' : D'$ und bei der jeweiligen Füllung $\frac{l_1'}{l'}$ des Hochdruckcylinders.

Füllung $\frac{l_1'}{l}$ =	0,7	0,6	0,5	0,4	0,333	0,3	0,25	0,20	0,15	0,125
$l' : D'$ = 0,6	0,56	0,58	0,60	0,63	0,65	0,67	0,68	0,71	0,73	0,75
0,8	0,62	0,64	0,66	0,68	0,70	0,71	0,73	0,75	0,77	0,78
1,0	0,68	0,70	0,72	0,74	0,75	0,76	0,77	0,79	0,81	0,82
$l' : D'$ = 1,2	0,75	0,76	0,77	0,79	0,80	0,81	0,82	0,83	0,84	0,85
1,4	0,81	0,82	0,83	0,84	0,85	0,86	0,86	0,87	0,88	0,89
1,6	0,87	0,88	0,89	0,90	0,90	0,91	0,91	0,92	0,92	0,93
1,8	0,93	0,94	0,94	0,95	0,95	0,95	0,95	0,96	0,96	0,96
2,0	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1

Fortsetzung a. f. S.

3. **Dampflässigkeits-Verlust** C_i''' siehe Tab. V'.

Zu Tab. V. D.

b) mit ausgiebig geheiztem*) Receiver. (Receiver-Woolf- und Compound-Maschinen.)

1. Nutzbarer Dampfverbrauch C_i' pro indic. Pferdekraft und Stunde in Kgr.

Füllung $\frac{l_1}{l}$ = (reduc.)	0,25	0,20	0,15	0,125	0,10	0,08	0,07	0,06	0,05	0,04
p = 4	7,14	6,54	5,90	*5,59*	*5,39*	5,25	5,19	5,14	.	.
$4\frac{1}{2}$	7,04	6,43	5,80	5,46	*5,25*	5,10	5,04	4,98	.	.
p = 5	6,93	6,33	5,69	5,35	*5,12*	4,95	4,88	4,81	4,73	.
$5\frac{1}{2}$	6,89	6,28	5,65	5,30	*5,02*	*4,85*	4,77	4,70	4,61	.
6	6,85	6,24	5,60	5,25	4,93	*4,75*	4,67	4,58	4,50	4,44
$6\frac{1}{2}$	6,80	6,19	5,55	5,20	4,84	*4,65*	4,56	4,47	4,38	4,31
p = 7	6,76	6,15	5,50	5,15	4,77	*4,55*	*4,45*	4,36	4,27	4,18
8	6,71	6,10	5,45	5,10	4,72	4,44	*4,34*	4,24	4,15	4,05
9	6,67	6,05	5,40	5,05	4,67	4,33	*4,23*	*4,13*	4,02	3,92
10	6,62	6,00	5,36	5,00	4,62	4,28	4,12	*4,01*	3,90	3,79

2. Werthe von $\sqrt{c}\ C_i''$ zur Bestimmung des Abkühlungs-Verlustes C_i'' pro indic. Pferdekraft und Stunde in Kgr.

(mit dem Correct.-Coëffic. des folg. Tabellchens zu multiplicieren.)

Füllung $\frac{l_1}{l}$ = (reduc.)	0,25	0,20	0,15	0,125	0,10	0,08	0,07	0,06	0,05	0,04
p = 4	3,27	3,44	3,77	*4,05*	4,47	4,91	5,35	5,81	.	.
$4\frac{1}{2}$	3,15	3,28	3,57	*3,82*	*4,20*	4,61	4,99	5,41	.	.
p = 5	3,02	3,12	3,37	3,59	*3,92*	4,31	4,63	5,01	5,49	.
$5\frac{1}{2}$	2,94	3,02	3,24	3,43	*3,74*	4,11	4,39	4,74	5,18	.
6	2,86	2,91	3,10	3,28	*3,56*	*3,91*	4,15	4,47	4,87	5,47
$6\frac{1}{2}$	2,81	2,85	3,02	3,19	*3,45*	*3,78*	4,01	4,31	4,68	5,25
p = 7	2,77	2,79	2,94	3,09	3,34	*3,65*	*3,86*	4,15	4,49	5,04
8	2,68	2,67	2,78	2,91	3,12	*3,39*	*3,57*	3,82	4,12	4,61
9	2,65	2,60	2,68	2,78	2,97	3,21	*3,37*	*3,60*	3,89	4,33
10	2,63	2,52	2,57	2,65	2,81	3,03	*3,17*	*3,38*	3,66	4,04

Fortsetzung des Correct.-Coëffic. für C_i''.

Füllung $\frac{l_1'}{l'}$ =	0,7	0,6	0,5	0,4	0,333	0,3	0,25	0,20	0,15	0,125
$l':D'$ = 2,0	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1
2,2	1,06	1,06	1,06	1,05	1,05	1,05	1,05	1,04	1,04	1,04
2,4	1,13	1,12	1,11	1,11	1,10	1,10	1,09	1,08	1,08	1,07
2,6	1,19	1,18	1,17	1,16	1,15	1,14	1,14	1,13	1,12	1,11
2,8	1,25	1,24	1,23	1,21	1,20	1,19	1,18	1,17	1,15	1,14
$l':D'$ = 3,0	1,32	1,30	1,28	1,26	1,25	1,24	1,23	1,21	1,19	1,18
3,5	1,47	1,45	1,43	1,40	1,37	1,36	1,34	1,31	1,29	1,27
4,0	1,63	1,60	1,57	1,53	1,50	1,48	1,45	1,42	1,38	1,36
4,5	1,79	1,75	1,71	1,60	1,62	1,60	1,56	1,52	1,48	1,45
5,0	1,95	1,90	1,85	1,79	1,75	1,72	1,68	1,63	1,58	1,54

Werthe von $\sqrt{c}$ und $\frac{1}{\sqrt{c}}$ siehe Tab. VI.

3. Dampflässigkeits-Verlust C_i''' siehe Tab. V'.

*) Siehe noch die folg. S. 46.

Tab. V. D′.

c) Dampf-Consum der Zweicylinder-Condens.-Maschinen

im Mittel zwischen ausgiebig geheiztem und nicht geheiztem Receiver (bezw. für bloss äusserlich geheizten Receiver).

1. Nutzbarer Dampfverbrauch C_i' pro indic. Pfdk. und Stde. in Kgr.

Füllung $\frac{l_1}{l}$ = (reduc.)	0,25	0,20	0,15	0,125	0,10	0,08	0,07	0,06	0,05	0,04
$p = 4$	7,24	6,67	6,09	*5,81*	5,63	5,52	5,48	5,46	.	.
4½	7,13	6,56	5,97	*5,68*	*5,48*	5,35	5,30	5,27	.	.
$p = 5$	7,02	6,44	5,86	5,55	*5,33*	5,18	5,13	5,08	5,04	.
5½	6,97	6,39	5,80	5,49	*5,24*	5,08	5,02	4,97	4,92	.
6	6,92	6,34	5,75	5,43	*5,16*	*4,98*	4,91	4,85	4,80	4,79
6½	6,88	6,29	5,69	5,38	*5,07*	*4,88*	4,80	4,73	4,67	4,64
$p = 7$	6,83	6,24	5,64	5,32	4,98	*4,78*	*4,69*	4,61	4,55	4,50
8	6,78	6,19	5,58	5,26	4,92	4,68	*4,58*	4,49	4,42	4,36
9	6,73	6,14	5,52	5,20	4,86	4,59	*4,47*	*4,37*	4,29	4,22
10	6,68	6,08	5,47	5,14	4,79	4,49	*4,35*	*4,25*	4,16	4,08

2. Werthe von $\sqrt{c}\ C_i''$ zur Bestimmung des Abkühlungs-Verlustes C_i'' pro indic. Pfdk. und Stunde in Kgr.

(mit dem Corrections-Coëffic. des folg. Tabellchens zu multipliciren).

Füllung $\frac{l_1}{l}$ = (reduc.)	0,25	0,20	0,15	0,125	0,10	0,08	0,07	0,06	0,05	0,04
$p = 4$	3,27	3,44	3,77	*4,05*	4,47	4,91	5,35	5,81	.	.
4½	3,15	3,28	3,57	*3,82*	*4,20*	4,61	4,99	5,41	.	.
$p = 5$	3,02	3,12	3,37	3,59	*3,92*	4,31	4,63	5,01	5,49	.
5½	2,94	3,02	3,24	3,43	*3,74*	4,11	4,39	4,74	5,18	.
6	2,86	2,91	3,10	3,28	*3,56*	*3,91*	4,15	4,47	4,87	5,47
6½	2,81	2,85	3,02	3,19	*3,45*	*3,78*	4,01	4,31	4,68	5,25
$p = 7$	2,77	2,79	2,94	3,09	3,34	*3,65*	*3,86*	4,15	4,49	5,04
8	2,68	2,67	2,78	2,91	3,12	*3,39*	*3,57*	3,82	4,12	4,61
9	2,65	2,60	2,68	2,78	2,97	3,21	*3,37*	*3,60*	3,89	4,33
10	2,63	2,52	2,57	2,65	2,81	3,03	*3,17*	*3,38*	3,66	4,04

Corrections-Coëfficient für den Abkühlungsverlust C_i'' bei dem jeweiligen Hubverhältnisse $l' : D'$ und bei der jeweiligen Füllung $\frac{l_1'}{l'}$ des Hochdruckcylinders.

Füllung $\frac{l_1'}{l_1}$ =	0,7	0,6	0,5	0,4	0,333	0,3	0,25	0,20	0,15	0,125
$l' : D' = 0,6$	0,56	0,58	0,60	0,63	0,65	0,67	0,68	0,71	0,73	0,75
0,8	0,62	0,64	0,66	0,68	0,70	0,71	0,73	0,75	0,77	0,78
1,0	0,68	0,70	0,72	0,74	0,75	0,76	0,77	0,79	0,81	0,82
$l' : D' = 1,2$	0,75	0,76	0,77	0,79	0,80	0,81	0,82	0,83	0,84	0,85
1,4	0,81	0,82	0,83	0,84	0,85	0,86	0,86	0,87	0,88	0,89
1,6	0,87	0,88	0,89	0,90	0,90	0,91	0,91	0,92	0,92	0,93
1,8	0,93	0,94	0,94	0,95	0,95	0,95	0,95	0,96	0,96	0,96
$l' : D' = 2,0$	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1
2,2	1,06	1,06	1,06	1,05	1,05	1,05	1,05	1,04	1,04	1,04
2,4	1,13	1,12	1,11	1,11	1,10	1,10	1,09	1,08	1,08	1,07
2,6	1,19	1,18	1,17	1,16	1,15	1,14	1,14	1,13	1,12	1,11
2,8	1,25	1,24	1,23	1,21	1,20	1,19	1,18	1,17	1,15	1,14
$l' : D' = 3,0$	1,32	1,30	1,28	1,26	1,25	1,24	1,23	1,21	1,19	1,18
3,5	1,47	1,45	1,43	1,40	1,37	1,36	1,34	1,31	1,29	1,27
4,0	1,63	1,60	1,57	1,53	1,50	1,48	1,45	1,42	1,38	1,36
4,5	1,79	1,75	1,71	1,66	1,62	1,60	1,56	1,52	1,48	1,45
5,0	1,95	1,90	1,85	1,79	1,75	1,72	1,68	1,63	1,58	1,54

Werthe von $\sqrt{c}$ und $\frac{1}{\sqrt{c}}$ siehe Tab. VI.

3. Dampflässigkeits-Verlust C_i''' siehe die folg. Tab. V′.

Tab. V′.

Dampflässigkeits-Verlust C_i''' (in den Dampfcylindern)

pro **indicierte** Pferdekraft und Stunde in Kgr.

zunächst für **gewöhnliche Eincylinder**-Masch.*) (mit Auspuff und mit Condens.)

N_i Pfdk. indic.	Kolbengeschwindigkeit c in Met.							
	0,6	0,8	1,0	1,2	1,5	2,0	2,5	3,0
2½	8,13	6,96	6,16	5,58	4,95	4,25	3,78	3,44
3	7,54	6,44	5,70	5,16	4,58	3,92	3,49	3,17
3½	6,95	5,93	5,25	4,75	4,21	3,60	3,20	2 90
4	6,58	5,60	4,96	4,48	3,97	3,39	3,02	2,73
4½	6,21	5,28	4,67	4,23	3,73	3,19	2,84	2,57
5	5,95	5,06	4,46	4,04	3,57	3,05	2,71	2,46
5½	5,69	4,84	4,26	3,85	3,40	2,91	2,58	2,34
6	5,49	4,67	4,11	3,71	3,28	2,80	2,48	2,25
6½	5,30	4,50	3,96	3,57	3,16	2,70	2,39	2,16
7	5,14	4.36	3,84	3,46	3,06	2,61	2,31	2,09
7½	4,99	4,23	3,72	3,35	2,96	2,53	2,24	2,03
8	4,86	4,11	3,62	3,26	2,88	2,46	2,17	1,97
8½	4,73	4,00	3,52	3,17	2,80	2,39	2,11	1,91
9	4,62	3,91	3,44	3,10	2,73	2,33	2,06	1,86
9½	4,52	3,82	3,36	3,03	2,67	2,27	2,01	1,82
10	4,43	3,74	3,28	2,96	2,60	2,22	1,96	1,77
11	4,30	3,63	3,18	2,87	2,53	2,15	1,90	1,71
12	4,17	3.52	3,08	2,78	2,45	2,08	1,84	1,65
13	4,04	3,41	2,98	2,69	2,37	2,01	1,78	1,59
14	3,91	3,30	2,88	2,60	2,29	1,94	1,72	1,53
15	3,77	3,17	2,77	2,49	2,19	1,86	1,64	1,48
16	3,69	3,10	2,71	2,43	2,14	1,82	1,60	1,44
17	3,61	3,03	2,65	2,37	2,09	1,78	1,56	1,40
18	3,53	2,96	2,59	2,31	2,04	1,74	1,52	1,36
19	3,45	2,89	2,53	2,25	1,99	1,70	1,48	1,32
20	3,37	2,83	2,47	2,21	1,94	1,64	1,45	1,30
22	3,28	2,75	2,40	2,14	1,88	1,59	1,40	1,26
24	3,19	2,67	2,33	2,07	1,82	1,54	1,35	1,22
26	3,10	2,59	2,26	2,00	1,76	1,49	1,30	1,18
28	3,01	2,51	2,19	1,93	1,70	1,44	1,25	1,14
30	2,91	2,43	2,11	1,88	1,65	1,39	1,22	1,09
32	2,85	2,38	2,07	1,84	1,61	1,36	1,19	1,07
34	2,79	2,33	2,03	1,80	1,57	1,33	1,16	1,05
36	2,73	2,28	1,99	1,76	1,53	1,30	1,13	1,03
38	2,67	2,23	1,95	1,72	1,49	1,27	1,10	1,01
40	2,63	2,19	1,90	1,69	1,47	1,23	1,08	0,97
42	2,59	2,16	1,87	1,66	1,45	1,21	1,06	0,95
44	2,55	2,13	1,84	1,63	1,43	1,19	1,04	0,93
46	2,51	2,10	1,81	1,60	1,41	1,17	1,02	0,91
48	2,47	2,07	1,78	1,57	1,39	1,15	1,00	0,90
50	2,44	2,02	1,75	1,55	1,35	1,13	0,99	0,89

N_i Pfdk. indic.	Kolbengeschwindigkeit c in Met.								
	1,0	1,2	1,5	2,0	2,5	3,0	3,5	4,0	5,0
50	1,75	1,55	1,35	1,13	0,99	0,89	0,81	0,75	0,65
55	1,70	1,51	1,31	1,10	0,96	0,86	0,79	0,73	0,63
60	1,65	1,47	1,27	1,07	0,93	0,83	0,77	0,71	0,61
65	1,60	1,43	1,23	1,04	0,90	0,80	0,75	0,69	0,59
70	1,55	1,39	1,19	1,01	0,87	0,77	0,73	0,67	0,57
75	1,52	1,35	1,16	0,97	0,85	0,75	0,69	0,64	0,55
80	1,49	1,32	1,14	0,95	0,83	0,73	0,68	0,63	0,54
85	1,46	1,29	1,12	0,93	0,81	0,71	0,67	0,62	0,53
90	1,43	1,26	1,10	0,91	0,79	0,69	0,66	0,61	0,52
95	1,40	1,23	1,08	0,89	0,77	0,67	0,65	0,60	0,51
100	1,38	1,22	1,05	0,87	0,76	0,67	0,62	0,57	0,49
110	1,35	1,19	1,03	0,85	0,74	0,65	0,60	0,55	0,48
120	1,32	1,16	1,01	0,83	0,72	0,63	0,58	0,53	0,47
130	1,29	1,13	0,99	0,81	0,70	0,61	0,56	0,51	0,46
140	1,26	1,10	0,97	0,79	0,68	0,59	0,54	0,49	0,45
150	1,22	1,07	0,93	0,76	0,65	0,58	0,53	0.49	0,42
175	1,19	1,04	0,90	0,73	0,63	0,56	0.51	0,47	0,40
200	1,16	1,01	0,87	0,71	0,61	0,54	0,49	0,45	0,39
225	1,13	0,98	0,84	0,68	0,59	0,52	0,47	0,43	0,37
250	1,10	0,95	0,81	0,66	0,57	0,50	0,45	0,41	0,36
300	1,02	0,88	0,75	0,61	0,52	0,46	0,43	0,38	0,33
350	0,99	0,86	0,73	0,59	0,50	0,45	0,41	0.37	0,32
400	0,96	0,84	0,71	0,57	0,49	0,44	0,40	0,36	0,31
450	0,93	0,82	0,69	0,55	0,47	0,43	0,39	0,35	0,30
500	0,90	0,79	0,67	0,53	0,45	0,41	0,36	0,34	0,28
550	0,88	0,76	0,65	0,52	0,44	0,39	0,35	0,32	0,27
600	0,87	0,75	0,64	0,51	0,43	0,38	0.34	0,31	0,26
650	0,86	0,74	0,63	0,50	0,42	0,37	0,33	0,30	0,25
700	0,85	0,73	0,62	0,49	0,41	0.36	0,32	0,29	0,25
750	0,84	0,72	0,61	0,48	0,40	0,35	0,31	0,28	0,24
800	0,82	0,70	0,59	0,48	0,39	0,35	0,31	0,28	0,24
850	0,81	0,69	0,58	0,47	0,39	0,34	0,31	0,28	0,24
900	0,80	0,68	0,57	0,47	0,39	0,34	0.30	0,27	0,23
950	0,79	0,67	0,56	0,46	0,38	0,33	0,30	0,27	0,23
1000	0,78	0,67	0,56	0,45	0,37	0,33	0,30	0,27	0,23
1200	0,76	0,65	0,54	0,44	0,36	0,32	0,29	0,26	0,22
1400	0,74	0,64	0,53	0,43	0.35	0,31	0,28	0,25	0,21
1600	0,73	0,63	0,52	0,42	0.34	0,30	0,27	0,24	0,21
1800	0,71	0,62	0,51	0,41	0,33	0,29	0,26	0,23	0,20
2000	0,70	0,60	0,50	0,39	0,32	0,28	0,25	0,23	0,19
4000	0,64	0,55	0,45	0,35	0,29	0,25	0,22	0,20	0,16
9000	0,60	0,50	0,41	0,32	0,26	0 22	0,20	0,17	0,14

*) Für die **Zweicylinder**-Maschinen nehme man **0,80**, für die **Dreicylinder**-Maschinen **0,70** der tabellarischen Ansätze.

Bei exacter Ausführung in Instandhaltung kann dieser Antheil der Dampfverluste um Einiges, vielleicht selbst um die Hälfte herabgemindert werden, bei sichtlicher Dampflässigkeit hingegen kann C_i''' auf das Doppelte und noch höher steigen.

Die Berechnung der Tabelle geschah mittelst $C_i''' = \frac{8,8}{\sqrt{N_i c}} + \frac{1}{2c}$

Tab. VI.

Werthe von $\sqrt{c}$ und $\frac{1}{\sqrt{c}}$ zur Ermittlung des **Abkühlungs-Verlustes** $C_i^{\cdot}$ aus den tabellarischen Ansätzen $\sqrt{c}\, C_i^{\cdot}$

(durch Multiplication dieser Ansätze mit $\frac{1}{\sqrt{c}}$).

c	$\sqrt{c}$	$\frac{1}{\sqrt{c}}$	c	$\sqrt{c}$	$\frac{1}{\sqrt{c}}$	c	$\sqrt{c}$	$\frac{1}{\sqrt{c}}$	c	$\sqrt{c}$	$\frac{1}{\sqrt{c}}$	c	$\sqrt{c}$	$\frac{1}{\sqrt{c}}$	c	$\sqrt{c}$	$\frac{1}{\sqrt{c}}$
0,100	0,3162	3,162	**0,200**	0,4472	2,236	**0,300**	0,5477	1,826	**0,400**	0,6325	1,581	**0,500**	0,7071	1,414	**0,750**	0,8660	1,155
102	0,3194	3,131	**202**	0,4494	2,225	**302**	0,5495	1,820	**402**	0,6340	1,577	**505**	0,7106	1,407	**755**	0,8689	1,151
104	0,3225	3,101	**204**	0,4517	2,214	**304**	0,5514	1,814	**404**	0,6356	1,573	**510**	0,7141	1,400	**760**	0,8718	1,147
106	0,3256	3,071	**206**	0,4539	2,203	**306**	0,5532	1,808	**406**	0,6372	1,569	**515**	0,7176	1,393	**765**	0,8746	1,143
108	0,3286	3,043	**208**	0,4561	2,193	**308**	0,5550	1,802	**408**	0,6387	1,566	**520**	0,7211	1,387	**770**	0,8775	1,140
0,110	0,3317	3,015	**0,210**	0,4583	2,182	**0,310**	0,5568	1,796	**0,410**	0,6403	1,562	**0,525**	0,7246	1,380	**0,775**	0,8803	1,136
112	0,3347	2,988	**212**	0,4604	2,172	**312**	0,5586	1,790	**412**	0,6419	1,558	**530**	0,7280	1,374	**780**	0,8832	1,132
114	0,3376	2,962	**214**	0,4626	2,162	**314**	0,5604	1,785	**414**	0,6434	1,554	**535**	0,7314	1,367	**785**	0,8860	1,129
116	0,3406	2,936	**216**	0,4648	2,152	**316**	0,5621	1,779	**416**	0,6450	1,550	**540**	0,7348	1,361	**790**	0,8888	1,125
118	0,3435	2,911	**218**	0,4669	2,142	**318**	0,5639	1,773	**418**	0,6465	1,547	**545**	0,7382	1,355	**795**	0,8916	1,122
0,120	0,3464	2,887	**0,220**	0,4690	2,132	**0,320**	0,5657	1,768	**0,420**	0,6481	1,543	**0,550**	0,7416	1,348	**0,800**	0,8944	1,118
122	0,3493	2,863	**222**	0,4712	2,122	**322**	0,5675	1,762	**422**	0,6496	1,539	**555**	0,7450	1,342	**805**	0,8972	1,115
124	0,3521	2,840	**224**	0,4733	2,113	**324**	0,5692	1,757	**424**	0,6512	1,536	**560**	0,7483	1,336	**810**	0,9000	1,111
126	0,3550	2,817	**226**	0,4754	2,104	**326**	0,5710	1,751	**426**	0,6527	1,532	**565**	0,7517	1,330	**815**	0,9028	1,108
128	0,3578	2,795	**228**	0,4775	2,094	**328**	0,5727	1,746	**428**	0,6542	1,529	**570**	0,7550	1,325	**820**	0,9055	1,104
0,130	0,3606	2,773	**0,230**	0,4796	2,085	**0,330**	0,5745	1,741	**0,430**	0,6557	1,525	**0,575**	0,7583	1,319	**0,825**	0,9083	1,101
132	0,3633	2,752	**232**	0,4817	2,076	**332**	0,5762	1,736	**432**	0,6573	1,522	**580**	0,7616	1,313	**830**	0,9110	1,098
134	0,3661	2,732	**234**	0,4837	2,067	**334**	0,5779	1,730	**434**	0,6588	1,518	**585**	0,7649	1,307	**835**	0,9138	1,094
136	0,3688	2,712	**236**	0,4858	2,058	**336**	0,5797	1,725	**436**	0,6603	1,515	**590**	0,7681	1,302	**840**	0,9165	1,091
138	0,3715	2,692	**238**	0,4879	2,050	**338**	0,5814	1,720	**438**	0,6618	1,511	**595**	0,7714	1,296	**845**	0,9192	1,088
0,140	0,3742	2,673	**0,240**	0,4899	2,041	**0,340**	0,5831	1,715	**0,440**	0,6633	1,508	**0,600**	0,7746	1,291	**0,850**	0,9220	1,085
142	0,3768	2,654	**242**	0,4919	2,033	**342**	0,5848	1,710	**442**	0,6648	1,504	**605**	0,7778	1,286	**855**	0,9247	1,081
144	0,3795	2,635	**244**	0,4940	2,024	**344**	0,5865	1,705	**444**	0,6663	1,501	**610**	0,7810	1,280	**860**	0,9274	1,078
146	0,3821	2,617	**246**	0,4960	2,016	**346**	0,5882	1,700	**446**	0,6678	1,497	**615**	0,7842	1,275	**865**	0,9301	1,075
148	0,3847	2,599	**248**	0,4980	2,008	**348**	0,5899	1,695	**448**	0,6693	1,494	**620**	0,7874	1,270	**870**	0,9327	1,072
0,150	0,3873	2,582	**0,250**	0,5000	2,000	**0,350**	0,5916	1,690	**0,450**	0,6708	1,491	**0,625**	0,7906	1,265	**0,875**	0,9354	1,069
152	0,3899	2,565	**252**	0,5020	1,992	**352**	0,5933	1,685	**452**	0,6723	1,487	**630**	0,7937	1,260	**880**	0,9381	1,066
154	0,3924	2,548	**254**	0,5040	1,984	**354**	0,5950	1,681	**454**	0,6738	1,484	**635**	0,7969	1,255	**885**	0,9407	1,063
156	0,3950	2,532	**256**	0,5060	1,976	**356**	0,5967	1,676	**456**	0,6753	1,481	**640**	0,8000	1,250	**890**	0,9434	1,060
158	0,3975	2,516	**258**	0,5079	1,969	**358**	0,5983	1,671	**458**	0,6768	1,478	**645**	0,8031	1,245	**895**	0,9460	1,057
0,160	0,4000	2,500	**0,260**	0,5099	1,961	**0,360**	0,6000	1,667	**0,460**	0,6782	1,474	**0,650**	0,8062	1,240	**0,900**	0,9487	1,054
162	0,4025	2,485	**262**	0,5119	1,954	**362**	0,6017	1,662	**462**	0,6797	1,471	**655**	0,8093	1,236	**905**	0,9513	1,051
164	0,4050	2,469	**264**	0,5138	1,946	**364**	0,6033	1,657	**464**	0,6812	1,468	**660**	0,8124	1,231	**910**	0,9539	1,048
166	0,4074	2,454	**266**	0,5158	1,939	**366**	0,6050	1,653	**466**	0,6826	1,465	**665**	0,8155	1,226	**915**	0,9566	1,045
168	0,4099	2,440	**268**	0,5177	1,932	**368**	0,6066	1,648	**468**	0,6841	1,462	**670**	0,8185	1,222	**920**	0,9592	1,043
0,170	0,4123	2,425	**0,270**	0,5196	1,925	**0,370**	0,6083	1,644	**0,470**	0,6856	1,459	**0,675**	0,8216	1,217	**0,925**	0,9618	1,040
172	0,4147	2,411	**272**	0,5215	1,917	**372**	0,6099	1,640	**472**	0,6870	1,456	**680**	0,8246	1,213	**930**	0,9644	1,037
174	0,4171	2,397	**274**	0,5235	1,910	**374**	0,6116	1,635	**474**	0,6885	1,452	**685**	0,8276	1,208	**935**	0,9670	1,034
176	0,4195	2,384	**276**	0,5254	1,903	**376**	0,6132	1,631	**476**	0,6899	1,449	**690**	0,8307	1,204	**940**	0,9695	1,031
178	0,4219	2,370	**278**	0,5273	1,897	**378**	0,6148	1,627	**478**	0,6914	1,446	**695**	0,8337	1,200	**945**	0,9721	1,029
0,180	0,4243	2,357	**0,280**	0,5292	1,890	**0,380**	0,6164	1,622	**0,480**	0,6928	1,443	**0,700**	0,8367	1,195	**0,950**	0,9747	1,026
182	0,4266	2,344	**282**	0,5310	1,883	**382**	0,6181	1,618	**482**	0,6943	1,440	**705**	0,8396	1,191	**955**	0,9772	1,023
184	0,4290	2,331	**284**	0,5329	1,876	**384**	0,6197	1,614	**484**	0,6957	1,437	**710**	0,8426	1,187	**960**	0,9798	1,021
186	0,4313	2,319	**286**	0,5348	1,870	**386**	0,6213	1,610	**486**	0,6971	1,434	**715**	0,8456	1,183	**965**	0,9823	1,018
188	0,4336	2,306	**288**	0,5367	1,863	**388**	0,6229	1,605	**488**	0,6986	1,432	**720**	0,8485	1,179	**970**	0,9849	1,015
0,190	0,4359	2,294	**0,290**	0,5385	1,857	**0,390**	0,6245	1,601	**0,490**	0,7000	1,429	**0,725**	0,8515	1,174	**0,975**	0,9874	1,013
192	0,4382	2,282	**292**	0,5404	1,851	**392**	0,6261	1,597	**492**	0,7014	1,426	**730**	0,8544	1,170	**980**	0,9899	1,010
194	0,4405	2,270	**294**	0,5422	1,844	**394**	0,6277	1,593	**494**	0,7029	1,423	**735**	0,8573	1,166	**985**	0,9925	1,008
196	0,4427	2,259	**296**	0,5441	1,838	**396**	0,6293	1,589	**496**	0,7043	1,420	**740**	0,8602	1,162	**990**	0,9950	1,005
198	0,4450	2,247	**298**	0,5459	1,832	**398**	0,6309	1,585	**498**	0,7057	1,417	**745**	0,8631	1,159	**995**	0,9975	1,003
0,200	0,4472	2,236	**0,300**	0,5477	1,826	**0,400**	0,6325	1,581	**0,500**	0,7071	1,414	**0,750**	0,8660	1,155	**1,000**	1,0000	1,000

Fortsetzung und Schluss.

c	$\sqrt{c}$	$\frac{1}{\sqrt{c}}$	c	$\sqrt{c}$	$\frac{1}{\sqrt{c}}$	c	$\sqrt{c}$	$\frac{1}{\sqrt{c}}$	c	$\sqrt{c}$	$\frac{1}{\sqrt{c}}$	c	$\sqrt{c}$	$\frac{1}{\sqrt{c}}$	c	$\sqrt{c}$	$\frac{1}{\sqrt{c}}$
1,00	1,000	1,0000	**2,00**	1,414	0,7071	**3,00**	1,732	0,5773	**4,00**	2,000	0,5000	**5,00**	2,236	0,4472	**7,50**	2,739	0,3652
1,02	1,010	0,9901	**2,02**	1,421	0,7036	**3,02**	1,738	0,5754	**4,02**	2,005	0,4988	**5,05**	2,247	0,4450	**7,55**	2,748	0,3639
1,04	1,020	0,9806	**2,04**	1,428	0,7001	**3,04**	1,744	0,5735	**4,04**	2,010	0,4975	**5,10**	2,258	0,4428	**7,60**	2,757	0,3627
1,06	1,030	0,9713	**2,06**	1,435	0,6967	**3,06**	1,749	0,5717	**4,06**	2,015	0,4963	**5,15**	2,269	0,4406	**7,65**	2,766	0,3615
1,08	1,039	0,9623	**2,08**	1,442	0,6934	**3,08**	1,755	0,5698	**4,08**	2,020	0,4951	**5,20**	2,280	0,4385	**7,70**	2,775	0,3604
1,10	1,049	0,9535	**2,10**	1,449	0,6901	**3,10**	1,761	0,5680	**4,10**	2,025	0,4939	**5,25**	2,291	0,4364	**7,75**	2,784	0,3592
1,12	1,058	0,9449	**2,12**	1,456	0,6868	**3,12**	1,766	0,5661	**4,12**	2,030	0,4927	**5,30**	2,302	0,4344	**7,80**	2,793	0,3581
1,14	1,068	0,9366	**2,14**	1,463	0,6836	**3,14**	1,772	0,5643	**4,14**	2,035	0,4915	**5,35**	2,313	0,4323	**7,85**	2,802	0,3569
1,16	1,077	0,9285	**2,16**	1,470	0,6804	**3,16**	1,778	0,5626	**4,16**	2,040	0,4903	**5,40**	2,324	0,4303	**7,90**	2,811	0,3558
1,18	1,086	0,9206	**2,18**	1,476	0,6773	**3,18**	1,783	0,5608	**4,18**	2,045	0,4891	**5,45**	2,335	0,4284	**7,95**	2,820	0,3547
1,20	1,095	0,9129	**2,20**	1,483	0,6742	**3,20**	1,789	0,5590	**4,20**	2,049	0,4879	**5,50**	2,345	0,4264	**8,00**	2,828	0,3536
1,22	1,105	0,9054	**2,22**	1,490	0,6711	**3,22**	1,794	0,5573	**4,22**	2,054	0,4868	**5,55**	2,356	0,4245	**8,05**	2,837	0,3524
1,24	1,114	0,8980	**2,24**	1,497	0,6681	**3,24**	1,800	0,5556	**4,24**	2,059	0,4856	**5,60**	2,366	0,4226	**8,10**	2,846	0,3514
1,26	1,122	0,8909	**2,26**	1,503	0,6652	**3,26**	1,806	0,5539	**4,26**	2,064	0,4845	**5,65**	2,377	0,4207	**8,15**	2,855	0,3503
1,28	1,131	0,8839	**2,28**	1,510	0,6623	**3,28**	1,811	0,5522	**4,28**	2,069	0,4834	**5,70**	2,387	0,4188	**8,20**	2,864	0,3492
1,30	1,140	0,8770	**2,30**	1,517	0,6594	**3,30**	1,817	0,5505	**4,30**	2,074	0,4823	**5,75**	2,398	0,4170	**8,25**	2,872	0,3482
1,32	1,149	0,8704	**2,32**	1,523	0,6565	**3,32**	1,822	0,5488	**4,32**	2,078	0,4811	**5,80**	2,408	0,4152	**8,30**	2,881	0,3471
1,34	1,158	0,8639	**2,34**	1,530	0,6537	**3,34**	1,828	0,5472	**4,34**	2,083	0,4800	**5,85**	2,419	0,4134	**8,35**	2,890	0,3461
1,36	1,166	0,8575	**2,36**	1,536	0,6510	**3,36**	1,833	0,5456	**4,36**	2,088	0,4789	**5,90**	2,429	0,4117	**8,40**	2,898	0,3450
1,38	1,175	0,8513	**2,38**	1,543	0,6482	**3,38**	1,838	0,5439	**4,38**	2,093	0,4778	**5,95**	2,439	0,4100	**8,45**	2,907	0,3440
1,40	1,183	0,8452	**2,40**	1,549	0,6455	**3,40**	1,844	0,5423	**4,40**	2,098	0,4767	**6,00**	2,449	0,4082	**8,50**	2,915	0,3430
1,42	1,192	0,8392	**2,42**	1,556	0,6428	**3,42**	1,849	0,5407	**4,42**	2,102	0,4757	**6,05**	2,460	0,4066	**8,55**	2,924	0,3420
1,44	1,200	0,8333	**2,44**	1,562	0,6402	**3,44**	1,855	0,5392	**4,44**	2,107	0,4746	**6,10**	2,470	0,4049	**8,60**	2,933	0,3410
1,46	1,208	0,8276	**2,46**	1,568	0,6376	**3,46**	1,860	0,5376	**4,46**	2,112	0,4735	**6,15**	2,480	0,4032	**8,65**	2,941	0,3400
1,48	1,217	0,8220	**2,48**	1,575	0,6350	**3,48**	1,865	0,5360	**4,48**	2,117	0,4725	**6,20**	2,490	0,4016	**8,70**	2,950	0,3390
1,50	1,225	0,8165	**2,50**	1,581	0,6325	**3,50**	1,871	0,5345	**4,50**	2,121	0,4714	**6,25**	2,500	0,4000	**8,75**	2,958	0,3381
1,52	1,233	0,8110	**2,52**	1,587	0,6299	**3,52**	1,876	0,5330	**4,52**	2,126	0,4704	**6,30**	2,510	0,3984	**8,80**	2,966	0,3371
1,54	1,241	0,8058	**2,54**	1,594	0,6275	**3,54**	1,881	0,5315	**4,54**	2,131	0,4693	**6,35**	2,520	0,3968	**8,85**	2,975	0,3361
1,56	1,249	0,8006	**2,56**	1,600	0,6250	**3,56**	1,887	0,5300	**4,56**	2,135	0,4683	**6,40**	2,530	0,3953	**8,90**	2,983	0,3352
1,58	1,257	0,7955	**2,58**	1,606	0,6226	**3,58**	1,892	0,5285	**4,58**	2,140	0,4673	**6,45**	2,540	0,3938	**8,95**	2,992	0,3343
1,60	1,265	0,7906	**2,60**	1,612	0,6202	**3,60**	1,897	0,5270	**4,60**	2,145	0,4662	**6,50**	2,550	0,3922	**9,00**	3,000	0,3333
1,62	1,273	0,7857	**2,62**	1,619	0,6178	**3,62**	1,903	0,5256	**4,62**	2,149	0,4652	**6,55**	2,559	0,3907	**9,05**	3,008	0,3324
1,64	1,281	0,7809	**2,64**	1,625	0,6155	**3,64**	1,908	0,5241	**4,64**	2,154	0,4642	**6,60**	2,569	0,3893	**9,10**	3,017	0,3315
1,66	1,288	0,7762	**2,66**	1,631	0,6131	**3,66**	1,913	0,5227	**4,66**	2,159	0,4632	**6,65**	2,579	0,3878	**9,15**	3,025	0,3306
1,68	1,296	0,7715	**2,68**	1,637	0,6108	**3,68**	1,918	0,5213	**4,68**	2,163	0,4623	**6,70**	2,588	0,3863	**9,20**	3,033	0,3297
1,70	1,304	0,7670	**2,70**	1,643	0,6086	**3,70**	1,924	0,5199	**4,70**	2,168	0,4613	**6,75**	2,598	0,3849	**9,25**	3,041	0,3288
1,72	1,311	0,7625	**2,72**	1,649	0,6064	**3,72**	1,929	0,5185	**4,72**	2,173	0,4603	**6,80**	2,608	0,3835	**9,30**	3,050	0,3279
1,74	1,319	0,7581	**2,74**	1,655	0,6041	**3,74**	1,934	0,5171	**4,74**	2,177	0,4593	**6,85**	2,617	0,3821	**9,35**	3,058	0,3270
1,76	1,327	0,7538	**2,76**	1,661	0,6019	**3,76**	1,939	0,5157	**4,76**	2,182	0,4584	**6,90**	2,627	0,3807	**9,40**	3,066	0,3262
1,78	1,334	0,7495	**2,78**	1,667	0,5998	**3,78**	1,944	0,5144	**4,78**	2,186	0,4574	**6,95**	2,636	0,3793	**9,45**	3,074	0,3253
1,80	1,342	0,7454	**2,80**	1,673	0,5976	**3,80**	1,949	0,5130	**4,80**	2,191	0,4564	**7,00**	2,646	0,3780	**9,50**	3,082	0,3244
1,82	1,349	0,7412	**2,82**	1,679	0,5955	**3,82**	1,954	0,5116	**4,82**	2,195	0,4555	**7,05**	2,655	0,3766	**9,55**	3,090	0,3236
1,84	1,356	0,7372	**2,84**	1,685	0,5934	**3,84**	1,960	0,5103	**4,84**	2,200	0,4545	**7,10**	2,665	0,3753	**9,60**	3,098	0,3227
1,86	1,364	0,7332	**2,86**	1,691	0,5913	**3,86**	1,965	0,5090	**4,86**	2,205	0,4536	**7,15**	2,674	0,3740	**9,65**	3,106	0,3219
1,88	1,371	0,7293	**2,88**	1,697	0,5892	**3,88**	1,970	0,5077	**4,88**	2,209	0,4527	**7,20**	2,683	0,3727	**9,70**	3,114	0,3211
1,90	1,378	0,7255	**2,90**	1,703	0,5872	**3,90**	1,975	0,5064	**4,90**	2,214	0,4518	**7,25**	2,693	0,3714	**9,75**	3,122	0,3203
1,92	1,386	0,7217	**2,92**	1,709	0,5852	**3,92**	1,980	0,5051	**4,92**	2,218	0,4508	**7,30**	2,702	0,3701	**9,80**	3,130	0,3194
1,94	1,393	0,7180	**2,94**	1,715	0,5832	**3,94**	1,985	0,5038	**4,94**	2,223	0,4499	**7,35**	2,711	0,3689	**9,85**	3,138	0,3186
1,96	1,400	0,7143	**2,96**	1,720	0,5812	**3,96**	1,990	0,5025	**4,96**	2,227	0,4490	**7,40**	2,720	0,3676	**9,90**	3,146	0,3178
1,98	1,407	0,7107	**2,98**	1,726	0,5793	**3,98**	1,995	0,5013	**4,98**	2,232	0,4481	**7,45**	2,729	0,3664	**9,95**	3,154	0,3170
2,00	1,414	0,7071	**3,00**	1,732	0,5773	**4,00**	2,000	0,5000	**5,00**	2,236	0,4472	**7,50**	2,739	0,3652	**10,00**	3,162	0,3162

Die vorstehende Tabelle bietet zugleich eine vollständige Tabelle der Quadratwurzel und ihrer reciproken Werthe.

Tab. VII.

Bestimmung d. Kolbenfläche $\frac{D^2\pi}{4}$ aus d. Durchm. D, und umgekehrt.

D	0,000	0,001	0,002	0,003	0,004	0,005	0,006	0,007	0,008	0,009
0,10	0,00785	0,00801	0,00817	0,00833	0,00849	0,00866	0,00882	0,00899	0,00916	0,00933
0,11	0,00950	0,00968	0,00985	0,01003	0,01021	0,01039	0,01057	0,01075	0,01094	0,01112
0,12	0,01131	0,01150	0,01169	0,01188	0,01208	0,01227	0,01247	0,01267	0,01287	0,01307
0,13	0,01327	0,01348	0,01368	0,01389	0,01410	0,01431	0,01453	0,01474	0,01496	0,01517
0,14	0,01539	0,01561	0,01584	0,01606	0,01629	0,01651	0,01674	0,01697	0,01720	0,01744
0,15	0,01767	0,01791	0,01815	0,01839	0,01863	0,01887	0,01911	0,01936	0,01961	0,01986
0,16	0,02011	0,02036	0,02061	0,02087	0,02112	0,02138	0,02164	0,02190	0,02217	0,02243
0,17	0,02270	0,02297	0,02324	0,02351	0,02378	0,02405	0,02433	0,02461	0,02488	0,02516
0,18	0,02545	0,02573	0,02602	0,02630	0,02659	0,02688	0,02717	0,02746	0,02776	0,02806
0,19	0,02835	0,02865	0,02895	0,02926	0,02956	0,02986	0,03017	0,03048	0,03079	0,03110
0,20	0,03142	0,03173	0,03205	0,03237	0,03269	0,03301	0,03333	0,03365	0,03398	0,03431
0,21	0,03464	0,03497	0,03530	0,03563	0,03597	0,03631	0,03664	0,03698	0,03733	0,03767
0,22	0,03801	0,03836	0,03871	0,03906	0,03941	0,03976	0,04012	0,04047	0,04083	0,04119
0,23	0,04155	0,04191	0,04227	0,04264	0,04301	0,04337	0,04374	0,04412	0,04449	0,04486
0,24	0,04524	0,04562	0,04600	0,04638	0,04676	0,04714	0,04753	0,04792	0,04831	0,04870
0,25	0,04909	0,04948	0,04988	0,05027	0,05067	0,05107	0,05147	0,05187	0,05228	0,05269
0,26	0,05309	0,05350	0,05391	0,05433	0,05474	0,05515	0,05557	0,05599	0,05641	0,05683
0,27	0,05726	0,05768	0,05811	0,05853	0,05896	0,05940	0,05983	0,06026	0,06070	0,06114
0,28	0,06158	0,06202	0,06246	0,06290	0,06335	0,06379	0,06424	0,06469	0,06514	0,06560
0,29	0,06605	0,06651	0,06697	0,06743	0,06789	0,06835	0,06881	0,06928	0,06975	0,07022
0,30	0,07069	0,07116	0,07163	0,07211	0,07258	0,07306	0,07354	0,07402	0,07451	0,07499
0,31	0,07548	0,07596	0,07645	0,07694	0,07744	0,07793	0,07843	0,07892	0,07942	0,07992
0,32	0,08042	0,08093	0,08143	0,08194	0,08245	0,08296	0,08347	0,08398	0,08450	0,08501
0,33	0,08553	0,08605	0,08657	0,08709	0,08762	0,08814	0,08867	0,08920	0,08973	0,09026
0,34	0,09079	0,09133	0,09186	0,09240	0,09294	0,09348	0,09402	0,09457	0,09511	0,09566
0,35	0,09621	0,09676	0,09731	0,09787	0,09842	0,09898	0,09954	0,10010	0,10066	0,10122
0,36	0,1018	0,1024	0,1029	0,1035	0,1041	0,1046	0,1052	0,1058	0,1064	0,1069
0,37	0,1075	0,1081	0,1087	0,1093	0,1099	0,1104	0,1110	0,1116	0,1122	0,1128
0,38	0,1134	0,1140	0,1146	0,1152	0,1158	0,1164	0,1170	0,1176	0,1182	0,1188
0,39	0,1195	0,1201	0,1207	0,1213	0,1219	0,1225	0,1232	0,1238	0,1244	0,1250
0,40	0,1257	0,1263	0,1269	0,1276	0,1282	0,1288	0,1295	0,1301	0,1307	0,1314
0,41	0,1320	0,1327	0,1333	0,1340	0,1346	0,1353	0,1359	0,1366	0,1372	0,1379
0,42	0,1385	0,1392	0,1399	0,1405	0,1412	0,1419	0,1425	0,1432	0,1439	0,1445
0,43	0,1452	0,1459	0,1466	0,1473	0,1479	0,1486	0,1493	0,1500	0,1507	0,1514
0,44	0,1521	0,1527	0,1534	0,1541	0,1548	0,1555	0,1562	0,1569	0,1576	0,1583
0,45	0,1590	0,1598	0,1605	0,1612	0,1619	0,1626	0,1633	0,1640	0,1647	0,1655
0,46	0,1662	0,1669	0,1676	0,1684	0,1691	0,1698	0,1706	0,1713	0,1720	0,1728
0,47	0,1735	0,1742	0,1750	0,1757	0,1765	0,1772	0,1780	0,1787	0,1795	0,1802
0,48	0,1810	0,1817	0,1825	0,1832	0,1840	0,1847	0,1855	0,1863	0,1870	0,1878
0,49	0,1886	0,1893	0,1901	0,1909	0,1917	0,1924	0,1932	0,1940	0,1948	0,1956
0,50	0,1963	0,1971	0,1979	0,1987	0,1995	0,2003	0,2011	0,2019	0,2027	0,2035
0,51	0,2043	0,2051	0,2059	0,2067	0,2075	0,2083	0,2091	0,2099	0,2107	0,2116
0,52	0,2124	0,2132	0,2140	0,2148	0,2157	0,2165	0,2173	0,2181	0,2190	0,2198
0,53	0,2206	0,2215	0,2223	0,2231	0,2240	0,2248	0,2256	0,2265	0,2273	0,2282
0,54	0,2290	0,2299	0,2307	0,2316	0,2324	0,2333	0,2341	0,2350	0,2359	0,2367
0,55	0,2376									

(Fortsetzung.)

D	0,000	0,001	0,002	0,003	0,004	0,005	0,006	0,007	0,008	0,009
0,55	0,2376	0,2384	0,2393	0,2402	0,2411	0,2419	0,2428	0,2437	0,2445	0,2454
0,56	0,2463	0,2472	0,2481	0,2489	0,2498	0,2507	0,2516	0,2525	0,2534	0,2543
0,57	0,2552	0,2561	0,2570	0,2579	0,2588	0,2597	0,2606	0,2615	0,2624	0,2633
0,58	0,2642	0,2651	0,2660	0,2669	0,2679	0,2688	0,2697	0,2706	0,2715	0,2725
0,59	0,2734	0,2743	0,2753	0,2762	0,2771	0,2781	0,2790	0,2799	0,2809	0,2818
0,60	0,2827	0,2837	0,2846	0,2856	0,2865	0,2875	0,2884	0,2894	0,2903	0,2913
0,61	0,2922	0,2932	0,2942	0,2951	0,2961	0,2971	0,2980	0,2990	0,3000	0,3009
0,62	0,3019	0,3029	0,3039	0,3048	0,3058	0,3068	0,3078	0,3088	0,3097	0,3107
0,63	0,3117	0,3127	0,3137	0,3147	0,3157	0,3167	0,3177	0,3187	0,3197	0,3207
0,64	0,3217	0,3227	0,3237	0,3247	0,3257	0,3267	0,3278	0,3288	0,3298	0,3308
0,65	0,3318	0,3329	0,3339	0,3349	0,3359	0,3370	0,3380	0,3390	0,3400	0,3411
0,66	0,3421	0,3432	0,3442	0,3452	0,3463	0,3473	0,3484	0,3494	0,3505	0,3515
0,67	0,3526	0,3536	0,3547	0,3557	0,3568	0,3578	0,3589	0,3600	0,3610	0,3621
0,68	0,3632	0,3642	0,3653	0,3664	0,3675	0,3685	0,3696	0,3707	0,3718	0,3728
0,69	0,3739	0,3750	0,3761	0,3772	0,3783	0,3794	0,3805	0,3816	0,3826	0,3837
0,70	0,3848	0,3859	0,3870	0,3882	0,3893	0,3904	0,3915	0,3926	0,3937	0,3948
0,71	0,3959	0,3970	0,3982	0,3993	0,4004	0,4015	0,4026	0,4038	0,4049	0,4060
0,72	0,4072	0,4083	0,4094	0,4106	0,4117	0,4128	0,4140	0,4151	0,4162	0,4174
0,73	0,4185	0,4197	0,4208	0,4220	0,4231	0,4243	0,4254	0,4266	0,4278	0,4289
0,74	0,4301	0,4312	0,4324	0,4336	0,4347	0,4359	0,4371	0,4383	0,4394	0,4406
0,75	0,4418	0,4430	0,4441	0,4453	0,4465	0,4477	0,4489	0,4501	0,4513	0,4525
0,76	0,4536	0,4548	0,4560	0,4572	0,4584	0,4596	0,4608	0,4620	0,4632	0,4645
0,77	0,4657	0,4669	0,4681	0,4693	0,4705	0,4717	0,4729	0,4742	0,4754	0,4766
0,78	0,4778	0,4791	0,4803	0,4815	0,4827	0,4840	0,4852	0,4865	0,4877	0,4889
0,79	0,4902	0,4914	0,4927	0,4939	0,4951	0,4964	0,4976	0,4989	0,5001	0,5014
0,80	0,5027	0,5039	0,5052	0,5064	0,5077	0,5090	0,5102	0,5115	0,5128	0,5140
0,81	0,5153	0,5166	0,5178	0,5191	0,5204	0,5217	0,5230	0,5242	0,5255	0,5268
0,82	0,5281	0,5294	0,5307	0,5320	0,5333	0,5346	0,5359	0,5372	0,5385	0,5398
0,83	0,5411	0,5424	0,5437	0,5450	0,5463	0,5476	0,5489	0,5502	0,5515	0,5529
0,84	0,5542	0,5555	0,5568	0,5581	0,5595	0,5608	0,5621	0,5635	0,5648	0,5661
0,85	0,5675	0,5688	0,5701	0,5715	0,5728	0,5741	0,5755	0,5768	0,5782	0,5795
0,86	0,5809	0,5822	0,5836	0,5849	0,5863	0,5877	0,5890	0,5904	0,5917	0,5931
0,87	0,5945	0,5958	0,5972	0,5986	0,5999	0,6013	0,6027	0,6041	0,6055	0,6068
0,88	0,6082	0,6096	0,6110	0,6124	0,6138	0,6151	0,6165	0,6179	0,6193	0,6207
0,89	0,6221	0,6235	0,6249	0,6263	0,6277	0,6291	0,6305	0,6319	0,6333	0,6348
0,90	0,6362	0,6376	0,6390	0,6404	0,6418	0,6433	0,6447	0,6461	0,6475	0,6490
0,91	0,6504	0,6518	0,6533	0,6547	0,6561	0,6576	0,6590	0,6604	0,6619	0,6633
0,92	0,6648	0,6662	0,6677	0,6691	0,6706	0,6720	0,6735	0,6749	0,6764	0,6778
0,93	0,6793	0,6808	0,6822	0,6837	0,6851	0,6866	0,6881	0,6896	0,6910	0,6925
0,94	0,6940	0,6955	0,6969	0,6984	0,6999	0,7014	0,7029	0,7044	0,7058	0,7073
0,95	0,7088	0,7103	0,7118	0,7133	0,7148	0,7163	0,7178	0,7193	0,7208	0,7223
0,96	0,7238	0,7253	0,7268	0,7284	0,7299	0,7314	0,7329	0,7344	0,7359	0,7375
0,97	0,7390	0,7405	0,7420	0,7436	0,7451	0,7466	0,7482	0,7497	0,7512	0,7528
0,98	0,7543	0,7558	0,7574	0,7589	0,7605	0,7620	0,7636	0,7651	0,7667	0,7682
0,99	0,7698	0,7713	0,7729	0,7744	0,7760	0,7776	0,7791	0,7807	0,7823	0,7838
1,00	0,7854	Fortsetzung folgt.								

Tab. VII. Werthe von $\frac{D^2\pi}{4}$. (Fortsetzung.)

D	0,000	0,001	0,002	0,003	0,004	0,005	0,006	0,007	0,008	0,009
1,00	0,7854	0,7870	0,7886	0,7901	0,7917	0,7933	0,7949	0,7964	0,7980	0,7996
1,01	0,8012	0,8028	0,8044	0,8060	0,8076	0,8092	0,8108	0,8123	0,8139	0,8155
1,02	0,8171	0,8187	0,8204	0,8220	0,8236	0,8252	0,8268	0,8284	0,8300	0,8316
1,03	0,8332	0,8349	0,8365	0,8381	0,8397	0,8414	0,8430	0,8446	0,8462	0,8479
1,04	0,8495	0,8511	0,8528	0,8544	0,8561	0,8577	0,8593	0,8610	0,8626	0,8643
1,05	0,8659	0,8676	0,8692	0,8709	0,8725	0,8742	0,8758	0,8775	0,8792	0,8808
1,06	0,8825	0,8841	0,8858	0,8875	0,8892	0,8908	0,8925	0,8942	0,8959	0,8975
1,07	0,8992	0,9009	0,9026	0,9043	0,9060	0,9076	0,9093	0,9110	0,9127	0,9144
1,08	0,9161	0,9178	0,9195	0,9212	0,9229	0,9246	0,9263	0,9280	0,9297	0,9314
1,09	0,9331	0,9349	0,9366	0,9383	0,9400	0,9417	0,9435	0,9452	0,9469	0,9486
1,10	0,9503	0,9521	0,9538	0,9555	0,9573	0,9590	0,9607	0,9625	0,9642	0,9660
1,11	0,9677	0,9694	0,9712	0,9729	0,9747	0,9764	0,9782	0,9799	0,9817	0,9834
1,12	0,9852	0,9870	0,9887	0,9905	0,9923	0,9940	0,9958	0,9976	0,9993	1,0011
1,13	1,0029	1,0047	1,0064	1,0082	1,0100	1,0118	1,0136	1,0154	1,0171	1,0189
1,14	1,0207	1,0225	1,0243	1,0261	1,0279	1,0297	1,0315	1,0333	1,0351	1,0369
1,15	1,0387	1,0405	1,0423	1,0441	1,0459	1,0478	1,0496	1,0514	1,0532	1,0550
1,16	1,0568	1,0587	1,0605	1,0623	1,0642	1,0660	1,0678	1,0696	1,0715	1,0733
1,17	1,0751	1,0770	1,0788	1,0807	1,0825	1,0844	1,0862	1,0881	1,0899	1,0917
1,18	1,0936	1,0955	1,0973	1,0992	1,1010	1,1029	1,1048	1,1066	1,1085	1,1103
1,19	1,1122	1,1141	1,1160	1,1178	1,1197	1,1216	1,1235	1,1253	1,1272	1,1291
1,20	1,1310	1,1329	1,1348	1,1366	1,1385	1,1404	1,1423	1,1442	1,1461	1,1480
1,21	1,1499	1,1518	1,1537	1,1556	1,1575	1,1594	1,1614	1,1633	1,1652	1,1671
1,22	1,1690	1,1709	1,1728	1,1748	1,1767	1,1786	1,1805	1,1825	1,1844	1,1863
1,23	1,1882	1,1902	1,1921	1,1941	1,1960	1,1979	1,1999	1,2018	1,2038	1,2057
1,24	1,2076	1,2096	1,2115	1,2135	1,2155	1,2174	1,2194	1,2213	1,2233	1,2252
1,25	1,2272	1,2292	1,2311	1,2331	1,2351	1,2370	1,2390	1,2410	1,2430	1,2449
1,26	1,2469	1,2489	1,2509	1,2529	1,2548	1,2568	1,2588	1,2608	1,2628	1,2648
1,27	1,2668	1,2688	1,2708	1,2728	1,2748	1,2768	1,2788	1,2808	1,2828	1,2848
1,28	1,2868	1,2888	1,2908	1,2929	1,2949	1,2969	1,2989	1,3009	1,3029	1,3050
1,29	1,3070	1,3090	1,3110	1,3131	1,3151	1,3172	1,3192	1,3212	1,3233	1,3253
1,30	1,3273	1,3294	1,3314	1,3335	1,3355	1,3376	1,3396	1,3417	1,3437	1,3458
1,31	1,3478	1,3499	1,3520	1,3540	1,3561	1,3582	1,3602	1,3623	1,3643	1,3664
1,32	1,3685	1,3706	1,3726	1,3747	1,3768	1,3789	1,3810	1,3830	1,3851	1,3872
1,33	1,3893	1,3914	1,3935	1,3956	1,3977	1,3998	1,4019	1,4040	1,4061	1,4082
1,34	1,4103	1,4124	1,4145	1,4166	1,4187	1,4208	1,4229	1,4251	1,4272	1,4293
1,35	1,4314	1,4335	1,4356	1,4378	1,4399	1,4420	1,4442	1,4463	1,4484	1,4505
1,36	1,4527	1,4548	1,4570	1,4591	1,4612	1,4634	1,4655	1,4677	1,4698	1,4720
1,37	1,4741	1,4763	1,4784	1,4806	1,4828	1,4849	1,4871	1,4892	1,4914	1,4936
1,38	1,4957	1,4979	1,5001	1,5022	1,5044	1,5066	1,5088	1,5109	1,5131	1,5153
1,39	1,5175	1,5197	1,5219	1,5240	1,5262	1,5284	1,5306	1,5328	1,5350	1,5372
1,40	1,5394	1,5416	1,5438	1,5460	1,5482	1,5504	1,5526	1,5548	1,5570	1,5592
1,41	1,5615	1,5637	1,5659	1,5681	1,5703	1,5726	1,5748	1,5770	1,5792	1,5815
1,42	1,5837	1,5859	1,5882	1,5904	1,5926	1,5949	1,5971	1,5993	1,6016	1,6038
1,43	1,6061	1,6083	1,6106	1,6128	1,6151	1,6173	1,6196	1,6218	1,6241	1,6263
1,44	1,6286	1,6309	1,6331	1,6354	1,6377	1,6399	1,6422	1,6445	1,6468	1,6490
1,45	1,6513	1,6536	1,6559	1,6582	1,6604	1,6627	1,6650	1,6673	1,6696	1,6719
1,46	1,6742	1,6765	1,6788	1,6811	1,6834	1,6857	1,6880	1,6903	1,6926	1,6949
1,47	1,6972	1,6995	1,7018	1,7041	1,7064	1,7088	1,7111	1,7134	1,7157	1,7180
1,48	1,7203	1,7227	1,7250	1,7273	1,7297	1,7320	1,7343	1,7367	1,7390	1,7413
1,49	1,7437	1,7460	1,7484	1,7507	1,7531	1,7554	1,7578	1,7601	1,7625	1,7648
1,50	1,7672									

(Fortsetzung.)

D	0,000	0,001	0,002	0,003	0,004	0,005	0,006	0,007	0,008	0,009
1,50	1,7672	1,7695	1,7719	1,7742	1,7766	1,7790	1,7813	1,7837	1,7861	1,7884
1,51	1,7908	1,7932	1,7955	1,7979	1,8003	1,8027	1,8051	1,8074	1,8098	1,8122
1,52	1,8146	1,8170	1,8194	1,8218	1,8242	1,8266	1,8290	1,8314	1,8337	1,8361
1,53	1,8385	1,8410	1,8434	1,8458	1,8482	1,8506	1,8530	1,8554	1,8578	1,8602
1,54	1,8627	1,8651	1,8675	1,8699	1,8724	1,8748	1,8772	1,8796	1,8821	1,8845
1,55	1,8869	1,8894	1,8918	1,8942	1,8967	1,8991	1,9016	1,9040	1,9065	1,9089
1,56	1,9113	1,9138	1,9163	1,9187	1,9212	1,9236	1,9261	1,9286	1,9310	1,9335
1,57	1,9359	1,9384	1,9409	1,9434	1,9458	1,9483	1,9508	1,9532	1,9557	1,9582
1,58	1,9607	1,9632	1,9657	1,9681	1,9706	1,9731	1,9756	1,9781	1,9806	1,9831
1,59	1,9856	1,9881	1,9906	1,9931	1,9956	1,9981	2,0006	2,0031	2,0056	2,0081
1,60	2,0106	2,0131	2,0157	2,0182	2,0207	2,0232	2,0257	2,0283	2,0308	2,0333
1,61	2,0358	2,0384	2,0409	2,0434	2,0460	2,0485	2,0511	2,0536	2,0561	2,0587
1,62	2,0612	2,0638	2,0663	2,0689	2,0714	2,0740	2,0765	2,0791	2,0816	2,0842
1,63	2,0867	2,0893	2,0919	2,0944	2,0970	2,0996	2,1021	2,1047	2,1073	2,1098
1,64	2,1124	2,1150	2,1176	2,1202	2,1227	2,1253	2,1279	2,1305	2,1331	2,1357
1,65	2,1383	2,1408	2,1434	2,1460	2,1486	2,1512	2,1538	2,1564	2,1590	2,1616
1,66	2,1642	2,1669	2,1695	2,1721	2,1747	2,1773	2,1799	2,1826	2,1852	2,1878
1,67	2,1904	2,1930	2,1957	2,1983	2,2009	2,2036	2,2062	2,2088	2,2114	2,2141
1,68	2,2167	2,2194	2,2220	2,2247	2,2273	2,2299	2,2326	2,2352	2,2379	2,2405
1,69	2,2432	2,2458	2,2485	2,2512	2,2538	2,2565	2,2592	2,2618	2,2645	2,2671
1,70	2,2698	2,2725	2,2752	2,2778	2,2805	2,2832	2,2859	2,2885	2,2912	2,2939
1,71	2,2966	2,2993	2,3020	2,3047	2,3074	2,3101	2,3127	2,3154	2,3181	2,3208
1,72	2,3235	2,3262	2,3289	2,3317	2,3344	2,3371	2,3398	2,3425	2,3452	2,3479
1,73	2,3506	2,3533	2,3561	2,3588	2,3615	2,3642	2,3670	2,3697	2,3724	2,3751
1,74	2,3779	2,3806	2,3834	2,3861	2,3888	2,3916	2,3943	2,3971	2,3998	2,4025
1,75	2,4053	2,4080	2,4108	2,4136	2,4163	2,4191	2,4218	2,4246	2,4273	2,4301
1,76	2,4329	2,4356	2,4384	2,4412	2,4439	2,4467	2,4495	2,4523	2,4550	2,4578
1,77	2,4606	2,4634	2,4661	2,4689	2,4717	2,4745	2,4773	2,4801	2,4829	2,4857
1,78	2,4885	2,4913	2,4941	2,4969	2,4997	2,5025	2,5053	2,5081	2,5109	2,5137
1,79	2,5165	2,5193	2,5221	2,5250	2,5278	2,5306	2,5334	2,5362	2,5391	2,5419
1,80	2,5447	2,5475	2,5504	2,5532	2,5560	2,5589	2,5617	2,5645	2,5674	2,5702
1,81	2,5730	2,5759	2,5787	2,5816	2,5844	2,5873	2,5901	2,5930	2,5958	2,5987
1,82	2,6016	2,6044	2,6073	2,6102	2,6130	2,6159	2,6188	2,6216	2,6245	2,6274
1,83	2,6302	2,6331	2,6360	2,6389	2,6417	2,6446	2,6475	2,6504	2,6533	2,6562
1,84	2,6590	2,6619	2,6648	2,6677	2,6706	2,6735	2,6764	2,6793	2,6822	2,6851
1,85	2,6880	2,6909	2,6939	2,6968	2,6997	2,7026	2,7055	2,7084	2,7113	2,7142
1,86	2,7172	2,7201	2,7230	2,7260	2,7289	2,7318	2,7347	2,7377	2,7406	2,7435
1,87	2,7465	2,7494	2,7524	2,7553	2,7582	2,7612	2,7641	2,7671	2,7700	2,7730
1,88	2,7759	2,7789	2,7818	2,7848	2,7878	2,7907	2,7937	2,7966	2,7996	2,8026
1,89	2,8055	2,8085	2,8115	2,8145	2,8174	2,8204	2,8234	2,8264	2,8293	2,8323
1,90	2,8353	2,8383	2,8413	2,8443	2,8473	2,8503	2,8532	2,8562	2,8592	2,8622
1,91	2,8652	2,8682	2,8712	2,8742	2,8772	2,8803	2,8833	2,8863	2,8893	2,8923
1,92	2,8953	2,8983	2,9013	2,9044	2,9074	2,9104	2,9134	2,9165	2,9195	2,9225
1,93	2,9255	2,9286	2,9316	2,9346	2,9377	2,9407	2,9438	2,9468	2,9498	2,9529
1,94	2,9559	2,9590	2,9620	2,9651	2,9681	2,9712	2,9743	2,9773	2,9804	2,9834
1,95	2,9865	2,9896	2,9926	2,9957	2,9988	3,0018	3,0049	3,0080	3,0110	3,0141
1,96	3,0172	3,0203	3,0234	3,0264	3,0295	3,0326	3,0357	3,0388	3,0419	3,0450
1,97	3,0481	3,0512	3,0543	3,0574	3,0605	3,0636	3,0667	3,0698	3,0729	3,0760
1,98	3,0791	3,0822	3,0853	3,0884	3,0915	3,0947	3,0978	3,1009	3,1040	3,1071
1,99	3,1103	3,1134	3,1165	3,1197	3,1228	3,1259	3,1291	3,1322	3,1353	3,1385
2,00	3,1416	Fortsetzung folgt.								

Tab. VII. Werthe von $\frac{D^2\pi}{4}$. (Fortsetzung.)

D	0,000	0,001	0,002	0,003	0,004	0,005	0,006	0,007	0,008	0,009
2,00	3,1416	3,1447	3,1479	3,1510	3,1542	3,1573	3,1605	3,1636	3,1668	3,1699
2,01	3,1731	3,1763	3,1794	3,1826	3,1858	3,1889	3,1921	3,1952	3,1984	3,2016
2,02	3,2047	3,2079	3,2111	3,2143	3,2175	3,2206	3,2238	3,2270	3,2302	3,2334
2,03	3,2366	3,2397	3,2429	3,2461	3,2493	3,2225	3,2557	3,2589	3,2621	3,2653
2,04	3,2685	3,2717	3,2749	3,2781	3,2814	3,2846	3,2878	3,2910	3,2942	3,2974
2,05	3,3006	3,3039	3,3071	3,3103	3,3136	3,3168	3,3200	3,3232	3,3265	3,3297
2,06	3,3329	3,3362	3,3394	3,3426	3,3457	3,3489	3,3522	3,3554	3,3589	3,3621
2,07	3,3654	3,3686	3,3719	3,3751	3,3784	3,3817	3,3849	3,3882	3,3914	3,3947
2,08	3,3979	3,4012	3,4045	3,4078	3,4111	3,4143	3,4176	3,4209	3,4242	3,4274
2,09	3,4307	3,4340	3,4373	3,4406	3,4439	3,4472	3,4504	3,4537	3,4570	3,4603
2,10	3,4636	3,4669	3,4702	3,4735	3,4768	3,4801	3,4834	3,4868	3,4901	3,4934
2,11	3,4967	3,5000	3,5033	3,5066	3,5100	3,5133	3,5166	3,5199	3,5232	3,5266
2,12	3,5299	3,5332	3,5366	3,5399	3,5432	3,5466	3,5499	3,5533	3,5566	3,5599
2,13	3,5633	3,5666	3,5700	3,5733	3,5767	3,5800	3,5834	3,5867	3,5901	3,5935
2,14	3,5968	3,6002	3,6035	3,6069	3,6103	3,6137	3,6170	3,6204	3,6238	3,6271
2,15	3,6305	3,6339	3,6373	3,6407	3,6440	3,6474	3,6508	3,6542	3,6576	3,6610
2,16	3,6644	3,6678	3,6712	3,6746	3,6780	3,6814	3,6848	3,6882	3,6916	3,6950
2,17	3,6984	3,7018	3,7052	3,7086	3,7120	3,7154	3,7189	3,7223	3,7257	3,7291
2,18	3,7325	3,7360	3,7394	3,7428	3,7463	3,7497	3,7531	3,7566	3,7600	3,7634
2,19	3,7669	3,7703	3,7737	3,7772	3,7806	3,7841	3,7875	3,7910	3,7944	3,7979
2,20	3,8013	3,8048	3,8083	3,8117	3,8152	3,8186	3,8221	3,8256	3,8290	3,8325
2,21	3,8360	3,8394	3,8429	3,8464	3,8499	3,8534	3,8568	3,8603	3,8638	3,8673
2,22	3,8708	3,8743	3,8778	3,8812	3,8847	3,8882	3,8917	3,8952	3,8987	3,9022
2,23	3,9057	3,9092	3,9127	3,9162	3,9198	3,9233	3,9268	3,9303	3,9338	3,9373
2,24	3,9408	3,9443	3,9479	3,9514	3,9549	3,9584	3,9620	3,9655	3,9690	3,9726
2,25	3,9761	3,9796	3,9832	3,9867	3,9902	3,9938	3,9973	4,0009	4,0044	4,0080
2,26	4,0115	4,0151	4,0186	4,0222	4,0257	4,0293	4,0328	4,0364	4,0400	4,0435
2,27	4,0471	4,0507	4,0542	4,0578	4,0614	4,0649	4,0685	4,0721	4,0757	4,0792
2,28	4,0828	4,0864	4,0900	4,0936	4,0972	4,1008	4,1044	4,1079	4,1115	4,1151
2,29	4,1187	4,1223	4,1259	4,1295	4,1331	4,1367	4,1403	4,1439	4,1476	4,1512
2,30	4,1548	4,1584	4,1620	4,1656	4,1692	4,1729	4,1765	4,1801	4,1837	4,1873
2,31	4,1910	4,1946	4,1982	4,2019	4,2055	4,2091	4,2128	4,2164	4,2201	4,2237
2,32	4,2273	4,2310	4,2346	4,2383	4,2419	4,2456	4,2492	4,2529	4,2565	4,2602
2,33	4,2639	4,2675	4,2712	4,2749	4,2785	4,2822	4,2859	4,2895	4,2932	4,2969
2,34	4,3005	4,3042	4,3079	4,3116	4,3153	4,3189	4,3226	4,3263	4,3300	4,3337
2,35	4,3374	4,3411	4,3448	4,3485	4,3522	4,3559	4,3596	4,3633	4,3670	4,3707
2,36	4,3744	4,3781	4,3818	4,3855	4,3892	4,3929	4,3966	4,4004	4,4041	4,4078
2,37	4,4115	4,4152	4,4190	4,4227	4,4264	4,4302	4,4339	4,4376	4,4413	4,4451
2,38	4,4488	4,4526	4,4563	4,4600	4,4638	4,4675	4,4713	4,4750	4,4788	4,4825
2,39	4,4863	4,4900	4,4938	4,4976	4,5013	4,5051	4,5088	4,5126	4,5164	4,5201
2,40	4,5239	4,5277	4,5314	4,5352	4,5390	4,5428	4,5466	4,5503	4,5541	4,5579
2,41	4,5617	4,5655	4,5693	4,5731	4,5768	4,5806	4,5844	4,5882	4,5920	4,5958
2,42	4,5996	4,6034	4,6072	4,6110	4,6148	4,6187	4,6225	4,6263	4,6301	4,6339
2,43	4,6377	4,6415	4,6454	4,6492	4,6530	4,6568	4,6607	4,6645	4,6683	4,6721
2,44	4,6760	4,6798	4,6836	4,6875	4,6913	4,6952	4,6990	4,7028	4,7067	4,7105
2,45	4,7144	4,7182	4,7221	4,7259	4,7298	4,7336	4,7375	4,7413	4,7452	4,7491
2,46	4,7529	4,7568	4,7607	4,7645	4,7684	4,7723	4,7762	4,7800	4,7839	4,7878
2,47	4,7916	4,7955	4,7994	4,8033	4,8072	4,8111	4,8150	4,8188	4,8227	4,8266
2,48	4,8305	4,8344	4,8383	4,8422	4,8461	4,8500	4,8539	4,8578	4,8617	4,8656
2,49	4,8696	4,8735	4,8774	4,8813	4,8852	4,8891	4,8931	4,8970	4,9009	4,9048
2,50	4,9087									

(Schluss.)

D	0,000	0,001	0,002	0,003	0,004	0,005	0,006	0,007	0,008	0,009
2,50	4,9087	4,9127	4,9166	4,9205	4,9245	4,9284	4,9324	4,9363	4,9402	4,9442
2,51	4,9481	4,9520	4,9560	4,9599	4,9639	4,9678	4,9718	4,9757	4,9797	4,9836
2,52	4,9876	4,9916	4,9955	4,9995	5,0035	5,0074	5,0114	5,0154	5,0193	5,0233
2,53	5,0273	5,0312	5,0352	5,0392	5,0432	5,0472	5,0511	5,0551	5,0591	5,0631
2,54	5,0671	5,0711	5,0757	5,0791	5,0831	5,0871	5,0910	5,0951	5,0991	5,1031
2,55	5,1071	5,1111	5,1151	5,1191	5,1231	5,1271	5,1311	5,1351	5,1392	5,1432
2,56	5,1472	5,1512	5,1552	5,1593	5,1633	5,1673	5,1714	5,1754	5,1794	5,1835
2,57	5,1875	5,1915	5,1956	5,1996	5,2037	5,2077	5,2117	5,2158	5,2198	5,2239
2,58	5,2279	3,2320	5,2360	5,2401	5,2442	5,2482	5,2523	5,2563	5,2604	5,2645
2,59	5,2685	5,2726	5,2767	5,2808	5,2848	5,2889	5,2930	5,2971	5,3011	5,3052
2,60	5,3093	5,3134	5,3175	5,3216	5,3257	5,3298	5,3338	5,3379	5,3420	5,3461
2,61	5,3502	5,3543	5,3584	5,3625	5,3666	5,3708	5,3749	5,3790	5,3831	5,3872
2,62	5,3913	5,3954	5,3995	5,4037	5,4078	5,4119	5,4160	5,4202	5,4243	5,4284
2,63	5,4325	5,4367	5,4408	5,4449	5,4491	5,4532	5,4574	5,4615	5,4656	5,4698
2,64	5,4739	5,4781	5,4822	5,4864	5,4905	5,4947	5,4988	5,5030	5,5072	5,5113
2,65	5,5155	5,5196	5,5238	5,5280	5,5321	5,5363	5,5405	5,5447	5,5488	5,5530
2,66	5,5572	5,5613	5,5655	5,5697	5,5739	5,5781	5,5823	5,5865	5,5906	5,5948
2,67	5,5990	5,6032	5,6074	5,6116	5,6158	5,6200	5,6242	5,6284	5,6326	5,6368
2,68	5,6410	5,6453	5,6495	5,6537	5,6579	5,6621	5,6663	5,6706	5,6748	5,6790
2,69	5,6832	5,6875	5,6917	5,6959	5,7002	5,7044	5,7086	5,7129	5,7171	5,7213
2,70	5,7256	5,7298	5,7340	5,7383	5,7425	5,7468	5,7510	5,7553	5,7595	5,7638
2,71	5,7680	5,7723	5,7766	5,7808	5,7851	5,7894	5,7936	5,7979	5,8022	5,8064
2,72	5,8107	5,8150	5,8193	5,8235	5,8278	5,8321	5,8364	5,8407	5,8449	5,8492
2,73	5,8535	5,8579	5,8623	5,8667	5,8711	5,8755	5,8799	5,8843	5,8887	5,8921
2,74	5,8965	5,9008	5,9051	5,9094	5,9137	5,9180	5,9223	5,9266	5,9309	5,9353
2,75	5,9396	5,9439	5,9482	5,9526	5,9569	5,9612	5,9655	5,9699	5,9742	5,9785
2,76	5,9829	5,9872	5,9915	5,9959	6,0002	6,0046	6,0089	6,0133	6,0176	6,0219
2,77	6,0263	6,0306	6,0350	6,0394	6,0437	6,0481	6,0524	6,0568	6,0612	6,0655
2,78	6,0699	6,0742	6,0786	6,0830	6,0874	6,0917	6,0961	6,1005	6,1049	6,1092
2,79	6,1136	6,1180	6,1224	6,1268	6,1312	6,1356	6,1400	6,1444	6,1487	6,1531
2,80	6,1575	6,1619	6,1663	6,1707	6,1751	6,1796	6,1840	6,1884	6,1928	6,1972
2,81	6,2016	6,2060	6,2104	6,2148	6,2193	6,2237	6,2281	6,2325	6,2370	6,2414
2,82	6,2458	6,2502	6,2547	6,2591	6,2636	6,2680	6,2724	6,2769	6,2813	6,2857
2,83	6,2902	6,2946	6,2991	6,3035	6,3080	6,3124	6,3169	6,3214	6,3258	6,3303
2,84	6,3347	6,3392	6,3436	6,3481	6,3526	6,3571	6,3615	6,3660	6,3705	6,3749
2,85	6,3734	6,3839	6,3884	6,3929	6,3973	6,4018	6,4063	6,4108	6,4153	6,4198
2,86	6,4242	6,4287	6,4332	6,4377	6,4422	6,4467	6,4512	6,4557	6,4602	6,4647
2,87	6,4693	6,4738	6,4783	6,4828	6,4873	6,4918	6,4963	6,5009	6,5054	6,5099
2,88	6,5144	6,5189	6,5235	6,5280	6,5325	6,5371	6,5416	6,5461	6,5507	6,5552
2,89	6,5597	6,5643	6,5688	6,5734	6,5779	6,5825	6,5870	6,5916	6,5961	6,6007
2,90	6,6052	6,6098	6,6143	6,6189	6,6235	6,6280	6,6326	6,6371	6,6417	6,6463
2,91	6,6508	6,6554	6,6600	6,6646	6,6691	6,6737	6,6783	6,6829	6,6875	6,6920
2,92	6,6966	6,7012	6,7058	6,7104	6,7150	6,7196	6,7242	6,7288	6,7334	6,7380
2,93	6,7426	6,7472	6,7518	6,7564	6,7610	6,7656	6,7702	6,7748	6,7794	6,7841
2,94	6,7887	6,7933	6,7979	6,8025	6,8072	6,8118	6,8164	6,8211	6,8257	6,8203
2,95	6,8349	6,8396	6,8442	6,8489	6,8535	6,8581	6,8628	6,8674	6,8721	6,8767
2,96	6,8813	6,8860	6,8907	6,8953	6,9000	6,9046	6,9093	6,9139	6,9186	6,9233
2,97	6,9279	6,9326	6,9373	6,9419	6,9466	6,9513	6,9560	6,9606	6,9653	6,9700
2,98	6,9747	6,9793	6,9840	6,9887	6,9934	6,9981	7,0028	7,0075	7,0122	7,0169
2,99	7,0215	7,0262	7,0309	7,0357	7,0404	7,0451	7,0498	7,0545	7,0592	7,0639
3,00	7,0686	Fortsetzung bei 0,300 mit Versetzung des Decimalzeichens.								

VIII.

Schwungrad-Berechnungs-Tabellen.

(Nach Prof. Káš.)

Bemerkungen.

Diese Tabellen enthalten für die verschiedensten Verhältnisse der Eincylinder-Maschinen (in Betreff der Spannung, Füllung etc.) mit Berücksichtigung der hin- und hergehenden Massen, Schubstangenlänge u. s. w. die Werthe von A für die Formel

$$G = A \frac{10\,000\,Ol}{c^2}$$

Hiebei wird O in qm, l und c in m eingesetzt und es ist sodann G (in kg) für mittlere Gleichförmigkeit ($i = 80$) das im Kranze vereinigt gedachte Schwunggewicht, wovon (rund) $^1/_{10}$ auf Rechnung der Radarme in Wegfall kommt, wenn dieselben mit $^1/_3$ ihres Gewichtes an dem Schwunggewichte participieren. Hienach ist das wirkliche Schwungring-Gewicht hinreichend annähernd

$$G_1 = 0{,}9\,G$$

Die Querschnittsfläche des Schwungringes vom (mittleren) Halbmesser R (in Metern) ist sodann

$$q = 0{.}2\,\frac{G}{R} = 0{,}222\,\frac{G_1}{R}\ \text{(in qcm)}.$$

Für einen von 80 verschiedenen Gleichförmigkeitsgrad i ist G mit $\frac{i}{80}$ zu multiplicieren.

Behufs Bestimmung des Antheiles $r_0' = \alpha \frac{G_s}{10000}$ des Leergangswiderstandes nach Tab. IX genügt es, das summarische Gewicht des Schwungrades sammt Welle $G_s = 1{,}5\,G$, d. h. $\frac{G_s}{10000} = A\,1{,}5\,\frac{Ol}{c^2}$ anzunehmen, wenn man das Schwungrad nicht gleich definitiv ausmitteln will.

Behufs Aufsuchung des Werthes von A in den Tabellen schlage man zunächst die mit der betreffenden Admissions-Spannung p überschriebene Seite auf, entschliesse sich zu einem passenden Werthe des Verhältnisses $\frac{2R}{l}$ (normal zwischen 4 und 5), wodurch (nach beigesetzter Angabe) die Umfangsgeschw. V des Schwungringes als Vielfaches von c gegeben ist; man nehme A aus der betreffenden Zeile (für Auspuff oder Condens.) und Spalte (für die betreffende Füllung). Bei Condens. gilt die Zeile $\frac{l_2}{l} = 1$ für Maschinen ohne (namhafte) Compression, die übrigen zwei Zeilen aber für solche mit Compression bei dem betreffenden Ausströmungs-Verhältnisse $\frac{l_2}{l}$, wofür die Interpolation stets leicht auszuführen ist.

Wenn bei einer Maschine ein bedeutend höherer Gleichförmigkeitsgrad (als $i = 80$) gewünscht wird, so nehme man, um kein plumpes Rad zu erhalten, ein entsprechend grösseres Verhältniss $\frac{2R}{l}$ (als das normale) in Betracht.

Für **Zwillingsmaschinen** ist in die Formel $G = A \frac{10\,000\,Ol}{c^2}$ für O die summarische Kolbenfläche **beider** Cylinder einzusetzen; in Betreff von A nehme man hiebei in der Regel die Angaben $\frac{2R}{l} = 3$ bis 4 in Betracht und multipliciere den dortigen Werth von A mit dem unterhalb jeder Seite angegebenen Coëfficienten ξ.

Beispiele der Anwendung siehe am Ende der Schwungrad-Berechnungs-Tabellen; ebenso die Bemerkung über die kleinsten Corrections-Coëfficienten.

Tab. VIII. Werthe von A für Schwungräder.

Abs. Admiss. Sp. p = 3 (Kgr. od. Atm.)

			Füllung $\frac{l_1}{l}$ =	1	0,5	0,4	0,333	0,3	0,25
Kleine Räder	$\frac{2R}{l}=3$ $(V=4{,}71\,c)$	Auspuff-Masch.		6,63	6,63	6,50	.	.	.
		Cond.-M.	$\frac{l_2}{l}=1$	9,68	9,15	8,88	8,49	8,36	7,96
			„ = 0,50	9,94	9,68	9,15	8,74	8,62	8,22
			„ = 0,25	10,07	10,21	9,94	9,54	9,41	9,02
	$\frac{2R}{l}=3{,}5$ $(V=5{,}50\,c)$	Auspuff-Masch.		4,87	4,87	4,77	.	.	.
		Cond.-M.	$\frac{l_2}{l}=1$	7,11	6,72	6,53	6,24	6,13	5,84
			„ = 0,50	7,31	7,11	6,72	6,42	6,33	6,03
			„ = 0,25	7,40	7,50	7,31	7,01	6,92	6,62
Normale Räder	$\frac{2R}{l}=4$ $(V=6{,}28\,c)$	Auspuff-Masch.		3,73	3,73	3,66	.	.	.
		Cond.-M.	$\frac{l_2}{l}=1$	5,44	5,15	5,00	4,78	4,70	4,48
			„ = 0,50	5,60	5,44	5,15	4,92	4,86	4,63
			„ = 0,25	5,67	5,74	5,60	5,37	5,30	5,07
	$\frac{2R}{l}=4{,}5$ $(V=7{,}07\,c)$	Auspuff-Masch.		2,95	2,95	2,89	.	.	.
		Cond.-M.	$\frac{l_2}{l}=1$	4,29	4,06	3,95	3,76	3,70	3,53
			„ = 0,50	4,41	4,29	4,06	3,88	3,83	3,65
			„ = 0,25	4,47	4,53	4,41	4,24	4,18	4,01
	$\frac{2R}{l}=5$ $(V=7{,}85\,c)$	Auspuff-Masch.		2,39	2,39	2,34	.	.	.
		Cond.-M.	$\frac{l_2}{l}=1$	3,48	3,29	3,20	3,06	3,00	2,86
			„ = 0,50	3,58	3,48	3,29	3,15	3,11	2,96
			„ = 0,25	3,63	3,67	3,58	3,44	3,38	3,24
Grosse Räder	$\frac{2R}{l}=5{,}5$ $(V=8{,}64\,c)$	Auspuff-Masch.		1,97	1,97	1,93	.	.	.
		Cond.-M.	$\frac{l_2}{l}=1$	2,88	2,72	2,64	2,53	2,49	2,37
			„ = 0,50	2,96	2,88	2,73	2,61	2,55	2,45
			„ = 0,25	3,00	3,04	2,96	2,84	2,80	2,69
	$\frac{2R}{l}=6$ $(V=9{,}42\,c)$	Auspuff-Masch.		1,66	1,66	1,62	.	.	.
		Cond.-M.	$\frac{l_2}{l}=1$	2,42	2,29	2,22	2,12	2,09	1,99
			„ = 0,50	2,49	2,42	2,29	2,19	2,16	2,06
			„ = 0,25	2,52	2,55	2,49	2,39	2,35	2,26

Coëfficienten ξ für Zwillings-Maschinen.

Füllung $\frac{l_1}{l}$ =	1	0,50	0,25
für Auspuff ξ =	0,26	0,24	(0,27)
„ Condens. ξ =	0,27	0,25	0,23

Kleinste Correct.-Coëfficienten.

bei $\frac{l_1}{l}$ =	0,5	0,4	0,333	0,3	0,25
Coëffic. =	0,93	0,93	0,93	0,93	0,92

Tab. VIII. Werthe von A für Schwungräder.

Abs. Admiss. Sp. p = 4 (Kgr. od. Atm.)

			Füllung $\frac{l_1}{l}$ =	1	0,5	0,4	0,333	0,3	0,25	0,20
Kleine Räder	$\frac{2R}{l}=3$ ($V=4{,}71\,c$)	Auspuff-Masch.		9,94	9,55	9,28	9,02	8,76	8,23	.
		Cond.-M.	$\frac{l_1}{l}=1$	13,13	12,13	11,73	11,34	10,94	10,21	9,21
			„ = 0,50	13,52	13,33	12,86	12,34	12,07	11,40	10,61
			„ = 0,25	13,52	13,59	13,39	12,86	12,60	11,94	11,14
	$\frac{2R}{l}=3{,}5$ ($V=5{,}50\,c$)	Auspuff-Masch.		7,31	7,02	6,82	6,63	6,43	6,04	.
		Cond.-M.	$\frac{l_1}{l}=1$	9,65	8,92	8,63	8,33	8,04	7,50	6,77
			„ = 0,50	9,93	9,79	9,45	9,06	8,87	8,37	7,79
			„ = 0,25	9,93	9,98	9,84	9,45	9,26	8,77	8,18
Normale Räder	$\frac{2R}{l}=4$ ($V=6{,}28\,c$)	Auspuff-Masch.		5,59	5,37	5,22	5,07	4,93	4,63	.
		Cond.-M.	$\frac{l_1}{l}=1$	7,39	6,82	6,60	6,38	6,16	5,75	5,19
			„ = 0,50	7,61	7,50	7,24	6,93	6,78	6,42	5,97
			„ = 0,25	7,61	7,65	7,53	7,24	7,08	6,71	6,26
	$\frac{2R}{l}=4{,}5$ ($V=7{,}07\,c$)	Auspuff-Masch.		4,41	4,24	4,12	4,01	3,88	3,65	.
		Cond.-M.	$\frac{l_1}{l}=1$	5,83	5,39	5,22	5,03	4,86	4,53	4,10
			„ = 0,50	6,01	5,92	5,71	5,48	5,36	5,06	4,71
			„ = 0,25	6,01	6,04	5,95	5,71	5,60	5,30	4,95
	$\frac{2R}{l}=5$ ($V=7{,}85\,c$)	Auspuff-Masch.		3,58	3,44	3,34	3,25	3,15	2,96	.
		Cond.-M.	$\frac{l_1}{l}=1$	4,73	4,37	4,22	4,08	3,94	3,68	3,32
			„ = 0,50	4,86	4,79	4,63	4,43	4,34	4,10	3,82
			„ = 0,25	4,86	4,88	4,82	4,63	4,53	4,29	4,01
Grosse Räder	$\frac{2R}{l}=5{,}5$ ($V=8{,}64\,c$)	Auspuff-Masch.		2,96	2,85	2,77	2,69	2,61	2,45	.
		Cond.-M.	$\frac{l_1}{l}=1$	3,91	3,62	3,50	3,38	3,26	3,05	2,75
			„ = 0,50	4,03	3,97	3,81	3,68	3,60	3,40	3,16
			„ = 0,25	4,03	4,05	3,99	3,81	3,74	3,56	3,32
	$\frac{2R}{l}=6$ ($V=9{,}42\,c$)	Auspuff-Masch.		2,49	2,39	2,33	2,26	2,19	2,06	.
		Cond.-M.	$\frac{l_1}{l}=1$	3,29	3,03	2,93	2,84	2,74	2,55	2,31
			„ = 0,50	3,38	3,33	3,22	3,09	3,02	2,85	2,65
			„ = 0,25	3,38	3,40	3,35	3,22	3,15	2,99	2,78

Coëfficienten ξ für Zwillings-Maschinen.

Füllung $\frac{l_1}{l}$ =	1	0,5	0,25
für Auspuff ξ =	0,27	0,24	0,23
„ Condens. ξ =	0,27	0,25	0,23

Kleinste Correct.-Coëfficienten.

bei $\frac{l_1}{l}$ =	0,5	0,4	0,333	0,3	0,25	0,20
Coëffic. =	0,94	0,93	0,92	0,92	0,92	0,91

Tab. VIII. Werthe von A für Schwungräder.

Abs. Admiss. Sp. p = 5 (Kgr. od. Atm.)

		Füllung $\frac{l_1}{l}$ =	1	0,5	0,4	0,333	0,3	0,25	0,20	0,15
Kleine Räder	$\frac{2R}{l} = 3$ ($V = 4{,}71\,c$)	Auspuff-Masch.	13,46	12,73	12,33	11,87	11,54	10,81	.	.
		Cond.-M. $\frac{l_1}{l} = 1$	16,64	15,28	14,69	14,02	13,56	12,73	11,57	9,94
		Cond.-M. „ = 0,50	16,90	16,34	15,78	15,12	14,72	13,99	12,94	11,51
		Cond.-M. „ = 0,25	16,83	16,87	16,37	15,65	15,32	14,52	13,52	11,99
	$\frac{2R}{l} = 3{,}5$ ($V = 5{,}50\,c$)	Auspuff-Masch.	9,89	9,36	9,06	8,72	8,48	7,94	.	.
		Cond.-M. $\frac{l_1}{l} = 1$	12,23	11,23	10,79	10,30	9,96	9,35	8,50	7,32
		Cond.-M. „ = 0,50	12,42	12,01	11,60	11,11	10,82	10,28	9,50	8,45
		Cond.-M. „ = 0,25	12,35	12,39	12,03	11,50	11,26	10,67	9,94	8,81
Normale Räder	$\frac{2R}{l} = 4$ ($V = 6{,}28\,c$)	Auspuff-Masch.	7,57	7,16	6,94	6,68	6,49	6,08	.	.
		Cond.-M. $\frac{l_1}{l} = 1$	9,37	8,60	8,26	7,89	7,63	7,17	6,51	5,59
		Cond.-M. „ = 0,50	9,51	9,19	8,88	8,50	8,28	7,87	7,28	6,48
		Cond.-M. „ = 0,25	9,48	9,50	9,21	8,81	8,62	8,17	7,61	6,74
	$\frac{2R}{l} = 4{,}5$ ($V = 7{,}07\,c$)	Auspuff-Masch.	5,97	5,66	5,48	5,28	5,12	4,80	.	.
		Cond.-M. $\frac{l_1}{l} = 1$	7,40	6,79	6,53	6,23	6,03	5,65	5,14	4,41
		Cond.-M. „ = 0,50	7,52	7,26	7,01	6,72	6,54	6,21	5,75	5,11
		Cond.-M. „ = 0,25	7,49	7,50	7,28	6,95	6,81	6,45	6,01	5,32
	$\frac{2R}{l} = 5$ ($V = 7{,}85\,c$)	Auspuff-Masch.	4,85	4,58	4,44	4,28	4,16	3,89	.	.
		Cond.-M. $\frac{l_1}{l} = 1$	5,99	5,50	5,28	5,05	4,88	4,59	4,17	3,58
		Cond.-M. „ = 0,50	6,08	5,88	5,68	5,44	5,30	5,03	4,66	4,14
		Cond.-M. „ = 0,25	6,06	6,07	5,89	5,63	5,51	5,22	4,87	4,31
Grosse Räder	$\frac{2R}{l} = 5{,}5$ ($V = 8{,}64\,c$)	Auspuff-Masch.	4,01	3,80	3,68	3,54	3,44	3,22	.	.
		Cond.-M. $\frac{l_1}{l} = 1$	4,96	4,56	4,38	4,18	4,04	3,80	3,45	2,97
		Cond.-M. „ = 0,50	5,02	4,87	4,70	4,51	4,39	4,17	3,86	3,43
		Cond.-M. „ = 0,25	5,00	5,00	4,86	4,66	4,57	4,33	4,03	3,58
	$\frac{2R}{l} = 6$ ($V = 9{,}42\,c$)	Auspuff-Masch.	3,37	3,19	3,09	2,97	2,89	2,71	.	.
		Cond.-M. $\frac{l_1}{l} = 1$	4,16	3,82	3,67	3,51	3,39	3,18	2,90	2,49
		Cond.-M. „ = 0,50	4,23	4,09	3,95	3,78	3,68	3,50	3,24	2,88
		Cond.-M. „ = 0,25	4,21	4,22	4,09	3,91	3,83	3,63	3,38	3,00

Coëfficienten ξ für Zwillings-Maschinen.

Füllung $\frac{l_1}{l}$ =	1	0,5	0,25	0,15
für Auspuff ξ =	0,27	0,23	0,22	.
„ Condens. ξ =	0,27	0,25	0,23	0,27

Kleinste Correct.-Coëfficienten.

bei $\frac{l_1}{l}$ =	0,5	0,4	0,333	0,3	0,25	0,20	0,15
Coëffic. =	0,94	0,93	0,93	0,92	0,92	0,91	0,89

Tab. VIII. Werthe von A für Schwungräder.

Ab. Admiss. Sp. $p = 6$ (Kgr. od. Atm.)

			Füllung $\frac{l_1}{l} =$	1	0,5	0,4	0,333	0,3	0,25	0,20	0,15	0,10
Kleine Räder	$\frac{2R}{l} = 3$ ($V = 4{,}71c$)	Auspuff-Masch.		16,97	15,91	15,38	14,72	14,32	13,39	12,33	10,35	.
		Cond.-M.	$\frac{l_1}{l} = 1$	20,15	18,43	17,64	16,70	16,17	15,25	13,92	12,06	9,54
			„ $= 0{,}50$	20,28	19,35	18,69	17,90	17,37	16,57	15,26	13,39	10,74
			„ $= 0{,}25$	20,15	20,15	19,35	18,43	18,04	17,10	15,91	13,92	11,40
	$\frac{2R}{l} = 3{,}5$ ($V = 5{,}50c$)	Auspuff-Masch.		12,47	11,69	11,29	10,81	10,52	9,84	9,06	7,60	.
		Cond.-M.	$\frac{l_1}{l} = 1$	14,80	13,53	12,95	12,27	11,88	11,20	10,23	8,87	7,01
			„ $= 0{,}50$	14,90	14,22	13,74	13,15	12,76	12,18	11,20	9,84	7,89
			„ $= 0{,}25$	14,80	14,80	14,22	13,54	13,25	12,56	11,69	10,23	8,38
Normale Räder	$\frac{2R}{l} = 4$ ($V = 6{,}28c$)	Auspuff-Masch.		9,54	8,95	8,65	8,28	8,05	7,53	6,93	5,82	.
		Cond.-M.	$\frac{l_1}{l} = 1$	11,34	10,37	9,92	9,39	9,10	8,58	7,83	6,78	5,37
			„ $= 0{,}50$	11,41	10,88	10,52	10,07	9,77	9,32	8,59	7,53	6,04
			„ $= 0{,}25$	11,34	11,34	10,88	10,37	10,15	9,62	8,95	7,83	6,41
	$\frac{2R}{l} = 4{,}5$ ($V = 7{,}07c$)	Auspuff-Masch.		7,53	7,07	6,83	6,54	6,36	5,95	5,47	4,59	.
		Cond.-M.	$\frac{l_1}{l} = 1$	8,96	8,18	7,83	7,42	7,19	6,77	6,18	5,36	4,24
			„ $= 0{,}50$	9,02	8,60	8,31	7,95	7,72	7,36	6,78	5,95	4,77
			„ $= 0{,}25$	8,96	8,96	8,60	8,19	8,01	7,59	7,07	6,18	5,08
	$\frac{2R}{l} = 5$ ($V = 7{,}85c$)	Auspuff-Masch.		6,11	5,72	5,53	5,30	5,16	4,82	4,44	3,73	.
		Cond.-M.	$\frac{l_1}{l} = 1$	7,25	6,63	6,34	6,01	5,82	5,49	5,01	4,34	3,43
			„ $= 0{,}50$	7,30	6,96	6,73	6,45	6,25	5,95	5,49	4,82	3,87
			„ $= 0{,}25$	7,25	7,25	6,96	6,63	6,49	6,15	5,72	5,01	4,10
Grosse Räder	$\frac{2R}{l} = 5{,}5$ ($V = 8{,}64c$)	Auspuff-Masch.		5,06	4,74	4,59	4,38	4,27	3,99	3,68	3,08	.
		Cond.-M.	$\frac{l_1}{l} = 1$	6,01	5,49	5,26	4,97	4,82	4,55	4,15	3,60	2,84
			„ $= 0{,}50$	6,03	5,76	5,56	5,33	5,17	4,93	4,54	3,98	3,20
			„ $= 0{,}25$	6,01	6,01	5,76	5,49	5,38	5,09	4,74	4,15	3,39
	$\frac{2R}{l} = 6$ ($V = 9{,}42c$)	Auspuff-Masch.		4,24	3,98	3,85	3,68	3,58	3,35	3,08	2,59	.
		Cond.-M.	$\frac{l_1}{l} = 1$	5,04	4,61	4,41	4,18	4,04	3,81	3,48	3,02	2,39
			„ $= 0{,}50$	5,07	4,84	4,67	4,47	4,34	4,14	3,82	3,35	2,69
			„ $= 0{,}25$	5,04	5,04	4,84	4,61	4,51	4,28	3,98	3,48	2,85

Coëfficienten ξ für Zwillings-Maschinen.

Füllung $\frac{l_1}{l} =$	1	0,5	0,25	0,15
für Auspuff $\xi =$	0,27	0,23	0,21	(0,28)
„ Condens. $\xi =$	0,28	0,24	0,22	0,26

Kleinste Correct.-Coëfficienten.

bei $\frac{l_1}{l} =$	0,5	0,4	0,333	0,3	0,25	0,20	0,15	0,10
Coëffic. =	0,94	0,94	0,93	0,93	0,92	0,91	0,89	0,85

Tab. VIII. Werthe von A für Schwungräder.

Abs. Admiss. Sp. $p = 7$ (Kgr. od. Atm.)

		Füllung $\frac{l_1}{l} =$	1	0,5	0,4	0,333	0,3	0,25	0,20	0,15	0,10
Kleine Räder	$\frac{2R}{l} = 3$ $(V = 4{,}71\,c)$	Auspuff-Masch.	20,62	19,10	18,37	17,54	17,03	15,99	14,62	12,31	.
		Cond.-M. $\frac{l_1}{l} = 1$	23,65	21,64	20,72	19,71	19,10	17,96	16,41	13,96	10,94
		Cond.-M. „ $= 0{,}25$	23,73	23,14	22,21	21,29	20,75	19,69	18,30	15,85	13,06
	$\frac{2R}{l} = 3{,}5$ $(V = 5{,}50\,c)$	Auspuff-Masch.	15,14	14,03	13,49	12,88	12,51	11,76	10,74	9,04	.
		Cond.-M. $\frac{l_1}{l} = 1$	17,37	15,89	15,22	14,48	14,03	13,19	12,06	10,26	8,04
		Cond.-M. „ $= 0{,}25$	17,43	17,00	16,32	15,63	15,25	14,47	13,44	11,64	9,60
Normale Räder	$\frac{2R}{l} = 4$ $(V = 6{,}28\,c)$	Auspuff-Masch.	11,61	10,75	10,33	9,88	9,58	9,00	8,22	6,93	.
		Cond.-M. $\frac{l_1}{l} = 1$	13,31	12,17	11,66	11,08	10,75	10,11	9,24	7,85	6,16
		Cond.-M. „ $= 0{,}25$	13,35	13,02	12,49	11,98	11,68	11,08	10,29	8,92	7,35
	$\frac{2R}{l} = 4{,}5$ $(V = 7{,}07\,c)$	Auspuff-Masch.	9,15	8,49	8,16	7,80	7,57	7,11	6,49	5,46	.
		Cond.-M. $\frac{l_1}{l} = 1$	10,51	9,61	9,20	8,76	8,49	7,98	7,29	6,20	4,86
		Cond.-M. „ $= 0{,}25$	10,55	10,28	9,87	9,46	9,22	8,76	8,13	7,04	5,81
	$\frac{2R}{l} = 5$ $(V = 7{,}85\,c)$	Auspuff-Masch.	7,42	6,87	6,61	6,32	6,13	5,76	5,26	4,42	.
		Cond.-M. $\frac{l_1}{l} = 1$	8,51	7,79	7,45	7,09	6,87	6,46	5,91	5,02	3,94
		Cond.-M. „ $= 0{,}25$	8,54	8,33	7,99	7,66	7,47	7,09	6,58	5,70	4,70
Grosse Räder	$\frac{2R}{l} = 5{,}5$ $(V = 8{,}64\,c)$	Auspuff-Masch.	6,14	5,69	5,48	5,23	5,08	4,77	4,36	3,67	.
		Cond.-M. $\frac{l_1}{l} = 1$	7,04	6,45	6,16	5,87	5,69	5,35	4,89	4,16	3,25
		Cond.-M. „ $= 0{,}25$	7,06	6,88	6,60	6,34	6,17	5,85	5,45	4,73	3,89
	$\frac{2R}{l} = 6$ $(V = 9{,}42\,c)$	Auspuff-Masch.	5,16	4,78	4,60	4,39	4,26	4,01	3,66	3,08	.
		Cond.-M. $\frac{l_1}{l} = 1$	5,91	5,41	5,18	4,93	4,78	4,49	4,10	3,49	2,74
		Cond.-M. „ $= 0{,}25$	5,94	5,79	5,55	5,32	5,19	4,92	4,58	3,96	3,27

Coëfficienten ξ für Zwillings-Maschinen.

Füllung $\frac{l_1}{l} =$	1	0,5	0,25	0,15
für Auspuff $\xi =$	0,27	0,23	0,21	0,27
„ Condens. $\xi =$	0,28	0,24	0,22	0,26

Kleinste Correct.-Coëfficienten.

bei $\frac{l_1}{l} =$	0,5	0,4	0,333	0,3	0,25	0,20	0,15	0,10
Coëffic. =	0,94	0,94	0,93	0,93	0,92	0,91	0,88	0,86

Tab. VIII. Werthe von A für Schwungräder.

Abs. Admiss. Sp. $p = 8$ (Kgr. od. Atm.)

		Füllung $\frac{l_1}{l}$ =	1	0,5	0,4	0,333	0,3	0,25	0,20	0,15	0,10
Kleine Räder	$\frac{2R}{l} = 3$ $(V = 4{,}71c)$	Auspuff-Masch.	24,26	22,29	21,36	20,36	19,73	18,59	16,90	14,26	.
		Cond.-M. $\frac{l_1}{l} = 1$	27,15	24,84	23,80	22,71	22,02	20,66	18,90	15,85	12,34
		Cond.-M. „ = 0,25	27,31	26,12	25,06	24,14	23,46	22,28	20,68	17,77	14,72
	$\frac{2R}{l} = 3{,}5$ $(V = 5{,}50c)$	Auspuff-Masch.	17,81	16,37	15,69	14,95	14,49	13,67	12,41	10,48	.
		Cond.-M. $\frac{l_1}{l} = 1$	19,94	18,24	17,48	16,68	16,18	15,17	13,88	11,64	9,06
		Cond.-M. „ = 0,25	20,06	19,18	18,41	17,72	17,24	16,37	15,19	13,05	10,81
Normale Räder	$\frac{2R}{l} = 4$ $(V = 6{,}28c)$	Auspuff-Masch.	13,65	12,54	12,01	11,47	11,11	10,46	9,51	8,03	.
		Cond.-M. $\frac{l_1}{l} = 1$	15,27	13,97	13,39	12,77	12,39	11,63	10,64	8,91	6,95
		Cond.-M. „ = 0,25	15,36	14,69	14,10	13,58	13,20	12,53	11,63	10,00	8,28
	$\frac{2R}{l} = 4{,}5$ $(V = 7{,}07c)$	Auspuff-Masch.	10,77	9,90	9,48	9,05	8,77	8,26	7,50	6,33	.
		Cond.-M. $\frac{l_1}{l} = 1$	12,06	11,03	10,57	10,09	9,78	9,18	8,40	7,04	5,48
		Cond.-M. „ = 0,25	12,13	11,60	11,13	10,72	10,43	9,89	9,19	7,90	6,54
	$\frac{2R}{l} = 5$ $(V = 7{,}85c)$	Auspuff-Masch.	8,73	8,02	7,68	7,33	7,10	6,70	6,08	5,11	.
		Cond.-M. $\frac{l_1}{l} = 1$	9,77	8,94	8,56	8,17	7,92	7,43	6,80	5,70	4,44
		Cond.-M. „ = 0,25	9,82	9,40	9,01	8,68	8,44	8,02	7,44	6,39	5,30
Grosse Räder	$\frac{2R}{l} = 5{,}5$ $(V = 8{,}64c)$	Auspuff-Masch.	7,23	6,64	6,37	6,07	5,89	5,54	5,04	4,25	
		Cond.-M. $\frac{l_1}{l} = 1$	8,09	7,40	7,09	6,77	6,56	6,16	5,63	4,72	3,68
		Cond.-M. „ = 0,25	8,13	7,76	7,47	7,19	6,97	6,64	6,14	5,28	4,39
	$\frac{2R}{l} = 6$ $(V = 9{,}42c)$	Auspuff-Masch.	6,07	5,57	5,34	5,09	4,93	4,65	4,23	3,57	.
		Cond.-M. $\frac{l_1}{l} = 1$	6,79	6,21	5,95	5,68	5,51	5,17	4,73	3,96	3,08
		Cond.-M. „ = 0,25	6,83	6,53	6,27	6,04	5,87	5,57	5,17	4,44	3,68

Coëfficienten ξ für Zwillings-Maschinen.

Füllung $\frac{l_1}{l}$ =	1	0,5	0,25	0,15
für Auspuff ξ =	0,27	0,23	0,21	0,25
„ Condens. ξ =	0,28	0,24	0,22	0,26

Kleinste Correct.-Coëfficienten.

bei $\frac{l_1}{l}$ =	0,5	0,4	0,333	0,3	0,25	0,20	0,15	0,10
Coëffic. =	0,94	0,94	0,94	0,93	0,93	0,91	0,89	0,86

Tab. VIII.

Supplement für Auspuff-Maschinen; Werthe von A für Schwungräder.

Abs. Admiss. Sp. $p = 10$ (Kgr. od. Atm.)

	Füllung $\frac{l_1}{l} =$	1	0,5	0,4	0,333	0,3	0,25	0,20	0,15	0,10
Kleine Räder	$\frac{2R}{l} = 3$; $(V = 4{,}71\ c)$	31,35	28,45	27,19	25,86	25,00	23,61	21,35	17,97	14,19
	$\frac{2R}{l} = 3{,}5$; $(V = 5{,}50\ c)$	23,03	20,89	19,97	19,00	18,36	17,34	15,68	13,20	10,43
Normale Räder	$\frac{2R}{l} = 4$; $(V = 6{,}28\ c)$	17,64	16,01	15,30	14,55	14,06	13,28	12,01	10,11	7,98
	$\frac{2R}{l} = 4{,}5$; $(V = 7{,}07\ c)$	13,93	12,64	12,08	11,49	11,10	10,48	9,48	7,99	6,30
	$\frac{2R}{l} = 5$; $(V = 7{,}85\ c)$	11,28	10,23	9,78	9,30	9,00	8,49	7,68	6,47	5,11
Grosse Räder	$\frac{2R}{l} = 5{,}5$; $(V = 8{,}64\ c)$	9,34	8,47	8,10	7,71	7,47	7,04	6,36	5,35	4,23
	$\frac{2R}{l} = 6$; $(V = 9{,}42\ c)$	7,84	7,11	6,80	6,47	6,25	5,90	5,34	4,50	3,55

Coëfficienten ξ für Zwillings-Maschinen.

Füllung $\frac{l_1}{l} =$	1	0,5	0,25	0,15
für Auspuff $\xi =$	0,27	0,23	0,21	0,22

Kleinste Correct.-Coëfficienten.

bei $\frac{l}{l} =$	0,5	0,4	0,333	0,3	0,25	0,20	0,15	0,10
Coëffic. =	0,95	0,94	0,94	0,94	0,93	0,92	0,89	0,84

Beispiele der Anwendung der Schwungrad-Berechnungs-Tabellen.

1. **Beispiel.** Für die in § 75 unter 1) auszumittelnde gewöhnliche Eincylinder-Condens.-Maschine (ohne Hemd und ohne Compression) von $N_n = 250$ Pfdk. wird sich bei $p = 6$, $\frac{l_1}{l} = 0{,}125$ und $c = 2$ m ergeben: $O = 0{,}535$ qm, $l = 1{,}6$ m, $n = 37{,}5$.

Es ist somit $\frac{10000\ Ol}{c^3} = 2140$; für $p = 6$ und $\frac{l_1}{l} = 0{,}125$ findet man, wenn ein normales Schwungrad $(\frac{2R}{l} = 4{,}5)$ ins Auge gefasst wird, auf S. 61

$$A = \tfrac{1}{2}(5{,}36 + 4{,}24) = 4{,}82$$

somit ist $G = 4{,}82 \cdot 2140 = 10315$ Kgr. und $G_1 = 0{,}9\ G = 9284$ Kgr.

hiebei $\frac{2R}{l} = 4{,}5$ somit $R = \frac{4{,}5\ l}{2} = 3{,}6$ m; $V = 7{,}07\ c = 14{,}14$ m;

der Schwungring-Querschnitt $q = 0{,}2\frac{G}{R} = 0{,}222\frac{G_1}{R} = 573$ qcm.

2. **Beispiel.** Für eine Zwillings-Maschine von 500 Pfdk., jeder der beiden Cylinder den Daten der eben im 1. Beispiele behandelten Maschine von 250 Pfd. ($O = 0{,}535$ etc.) entsprechend, ist das Schwungrad auszumitteln. Es ist zunächst mit $O = 2 \cdot 0{,}535 = 1{,}070$ qm.

$$\frac{10000\ Ol}{c^3} = 4280$$

für $p = 6$ und $\frac{l_1}{l} = 0{,}125$ wäre, wenn $\frac{2R}{l} = 4$ ins Auge gefasst wird, gemäss S. 61

$$A = \tfrac{1}{2}(6{,}78 + 5{,}37) = 6{,}075;$$

wir verlangen jedoch diesmal (und Aehnliches wird häufig der Fall sein), dass die Maschine auch bei einer höheren Beanspruchung, und zwar bei 0,2 Füllung mit der gewöhnlich verlangten Gleichförmigkeit ($i = 30$) arbeite; dann ist zu $p = 6$ und $\frac{l_1}{l} = 0{,}2$ gehörig (wenn $\frac{2R}{l} = 4$ bleiben soll)

$$A = 7{,}83.$$

Mit dem die Zwillings-Maschinen betreffenden Coëfficienten

$$\xi = \tfrac{1}{2}\,(0{,}22 + 0{,}26) = 0{,}24$$

hat man $G = 0{,}24 \,.\, 7\,83 \,.\, 4280 = 8043$ Kgr.

$$G_1 = 0{,}9\; G = 7239 \text{ Kgr.}$$

hiebei $\frac{2\,R}{l} = 4$, somit $R = \frac{4\,l}{2} = 3{,}2$ m; $V = 6{,}28\; c = 12{,}6$ m

$$q = 0{,}2\,\frac{G}{R} = 0{,}222\,\frac{G_1}{R} = 503 \text{ qcm.}$$

3. Beispiel. Für die in § 75 unter 2) auszumittelnde exacte Eincylinder-Condens.-Maschine (mit Dampfhemd und Compression) von $N_n = 250$ Pfdk. wird sich bei $p = 6$, $\frac{l_1}{l} = 0{,}10$ und $c = 2$ m ergeben: $O = 0{,}682$ qm; $l = 1{,}6$ m; $n = 37{,}5$; Ausströmungsverhältniss $\frac{l_2}{l} = 0{,}6$.

Es ist somit $\frac{10000\,O\,l}{c^2} = 2728$; für $p = 6$, $\frac{l_1}{l} = 0{,}1$ und $\frac{l_2}{l} = 0{,}6$ findet man, wenn wieder $\frac{2\,R}{l} = 4{,}5$ angenommen wird, A (zwischen 4,24 und 4,77 interpoliert) $= 4{,}67$; somit ist

$$G = 4{,}67 \,.\, 2772 = 12739 \text{ Kgr.}$$

$$G_1 = 0{,}9\; G = 11465 \text{ Kgr.}$$

hiebei $\frac{2\,R}{l} = 4{,}5$, somit $R = \frac{4{,}5\,l}{2} = 3{,}6$ m; $V = 7{,}07\; c = 14{,}14$ m;

$$q = 0{,}2\,\frac{G}{R} = 0{,}22\,\frac{G_1}{R} = 708 \text{ qcm.}$$

4. Beispiel. Das Schwungrad der eben in Betracht gezogenen exacten Eincylinder-Condens.-Maschinen soll für einen Gleichförmigkeitsgrad $i = 60$ ausgemittelt werden.

Man hat zunächst, wie zuvor $\frac{10000\,O\,l}{c^2} = 2728$; in Betreff von A nehmen wir $\frac{2\,R}{l} = 5{,}5$ und erhalten für $p = 6$, $\frac{l_1}{l} = 0{,}10$ und $\frac{l_2}{l} = 0{,}6$ (zwischen 2,84 und 3,20 interpoliert) $A = 3{,}13$; hiemit ist (wegen $i = 60$ anstatt 80)

$$G = 3{,}13 \,.\, 2728 \,.\, \frac{60}{80} = 17077 \text{ Kgr.}$$

$$G_1 = 0{,}9\; G = 15369 \text{ Kgr.}$$

hiebei $\frac{2\,R}{l} = 5{,}5$, somit $R = \frac{5{,}5\,l}{2} = 4{,}4$ m; $V = 8{,}64\; c = 17{,}3$ m;

$$q = 0{,}2\,\frac{G}{R} = 0{,}222\,\frac{G_1}{R} = 776 \text{ qcm.}$$

Bemerkung. Für die Zweicylinder-Maschinen lassen sich behufs der Berechnung ihrer Schwungräder brauchbare Daten, ähnlich den vorhergehenden, wegen der Menge der hiebei massgebenden Factoren im Allgemeinen nicht angeben, und es muss daher die Schwungradausmittlung auf Grundlage der betreffenden Indicator- und Kurbel-Diagramme von Fall zu Fall besonders vorgenommen werden. Es mag nur oberflächlich angedeutet werden, dass im rohen Durchschnitt die Schwunggewichte der Receiver-Woolf-Maschinen gewöhnlich 70 bis 60 % und jene der Compound-Maschinen gewöhnlich 50 bis 35 % der Schwunggewichte der äquivalenten Eincylinder-Maschinen betragen können, im Allgemeinen aber verhältnissmässig desto weniger betragen, je grösser die Spannung ist, resp. je höher expandiert wird.

In Betreff der in den einzelnen Tabellen unten angegebenen „Kleinsten Corrections-Coëfficienten", von welchen in den vorangehenden Beispielen nicht Gebrauch gemacht wurde, ist nachträglich Folgendes zu bemerken:

Die nach den Tabellen ausgemittelten Schwungräder gewähren den betreffenden Gleichförmigkeitsgrad selbst dann, wenn die bezügliche Dampfmaschine bei der betreffenden Spannung und Füllung die grösste Leistung entwickelt, insbesondere wenn gar nicht gedrosselt wird, wenn die Steuerung sehr präcis arbeitet etc. Wenn diese Bedingungen der grössten Leistung nicht erfüllt werden, also wenn denn doch etwas gedrosselt wird etc., so genügt zur Erzielung des betreffenden Gleichförmigkeitsgrades ein etwas geringeres Schwunggewicht, beziehungsweise es gewähren die nach den Tabellen ausgemittelten Schwungräder einen etwas höheren Gleichförmigkeitsgrad. Die genannten „Kleinsten Corrections-Coëfficienten" können nun dazu gebraucht werden, um bei der üblichen (mässigen) Drosslung, bei minder präciser Steuerung etc. Schwunggewichte zu erhalten, welche zur Erzielung des betreffenden Gleichförmigkeitsgrades eben genügen.

Tab. IX.

Zur Bestimmung der **Leergangs-Widerstandsspannung** $r_0' + r_0''$

Werthe von α (für $r_0' = \alpha \frac{Gs}{10000}$ *)) und von r_0''.

$\alpha = 0{,}031 \sqrt[4]{p}\,\frac{1}{D^2}$; $r_0'' = \frac{0{,}025}{D}$; bei Auspuff-Masch $r_0 = r_0' + r_0''$.

Note. Bei den Condens.-Maschinen kommen für den Leergangswiderstand r_0 zu $r_0' + r_0''$ die Pumpenwiderstände $r_c' + r_c''$ (siehe die folg. Tab. X. u. X') additiv hinzu; es ist nämlich $r_0 = r_0' + r_0'' + r_c' + r_c''$.

Kolben-Durchm. D (Met.)	Werthe von α für ($p \doteq 4$) leicht	($p \doteq 6$) mässig stark	($p \doteq 8{,}5$) kräftig	($p \doteq 12$) sehr kräftig	Werthe von r_0''	Kolben-Durchm. D (Met.)	Werthe von α für ($p \doteq 4$) leicht	($p \doteq 6$) mässig stark	($p \doteq 8{,}5$) kräftig	($p \doteq 12$) sehr kräftig	Werthe von r_0''
	gebaute Maschinen						gebaute Maschinen				
0,100	4,40	4,84	5,32	5,86	0,250	**0,325**	0,417	0,458	0,504	0,555	0,077
105	4,02	4,42	4,86	5,35	0,240	**330**	0,404	0,444	0,489	0,538	0,076
110	3,64	4,00	4,40	4,84	0,229	**335**	0,392	0,432	0,475	0,522	0,075
115	3,35	3,68	4,05	4,45	0,219	**340**	0,381	0,419	0,461	0,507	0,074
120	3,06	3,36	3,70	4,07	0,208	**345**	0,370	0,407	0,448	0,592	0,073
0,125	2,83	3,11	3,42	3,77	0,201	**0,35**	0,359	0,395	0,435	0,478	0,071
130	2,60	2,86	3,15	3,47	0,193	**36**	0,339	0,373	0,411	0,452	0,069
135	2,42	2,67	2,93	3,23	0,186	**37**	0,321	0,354	0,389	0,428	0,068
140	2,24	2,47	2,72	2,99	0,179	**38**	0,305	0,335	0,369	0,406	0,066
145	2,10	2,31	2,54	2,80	0,173	**39**	0,289	0,318	0,350	0,385	0,064
0,150	1,96	2,15	2,37	2,60	0,167	**0,40**	0,275	0,303	0,333	0,366	0,063
155	1,84	2,02	2,22	2,45	0,162	**41**	0,263	0,290	0,319	0,351	0,061
160	1,72	1,89	2,08	2,29	0,156	**42**	0,252	0,277	0,305	0,335	0,060
165	1,62	1,78	1,96	2,16	0,152	**43**	0,240	0,264	0,291	0,320	0,058
170	1,52	1,67	1,84	2,03	0,148	**44**	0,229	0,252	0,277	0,305	0,057
0,175	1,44	1,58	1,74	1,92	0,143	**0,45**	0,217	0,239	0,263	0,289	0,056
180	1,36	1,49	1,64	1,81	0,139	**46**	0,209	0,230	0,253	0,278	0,054
185	1,29	1,42	1,56	1,71	0,135	**47**	0,201	0,221	0,243	0,267	0,053
190	1,22	1,34	1,47	1,62	0,132	**48**	0,193	0,212	0,233	0,256	0,052
195	1,16	1,28	1,40	1,54	0,128	**49**	0,184	0,203	0,223	0,245	0,051
0,200	1,10	1,21	1,33	1,46	0,125	**0,50**	0,176	0,194	0,213	0,234	0,050
205	1,05	1,15	1,27	1,40	0,122	**51**	0,170	0,187	0,206	0,226	0,049
210	1,00	1,10	1,21	1,33	0,119	**52**	0,164	0,180	0,198	0,218	0,048
215	0,95	1,05	1,15	1,27	0,116	**53**	0,158	0,173	0,191	0,210	0,047
220	0,91	1,00	1,10	1,21	0,114	**54**	0,152	0,167	0,183	0,202	0,046
0,225	0,87	0,96	1,05	1,16	0,111	**0,55**	0,145	0,160	0,176	0,194	0,045
230	0,83	0,91	1,01	1,11	0,109	**56**	0,141	0,155	0,170	0,187	0,045
235	0,80	0,88	0,97	1,06	0,107	**57**	0,136	0,150	0,165	0,181	0,044
240	0,76	0,84	0,92	1,02	0,104	**58**	0,132	0,145	0,159	0,175	0,043
245	0,73	0,81	0,89	0,98	0,102	**59**	0,127	0,140	0,153	0,169	0,042
0,250	0,70	0,77	0,85	0,94	0,100	**0,60**	0,122	0,134	0,148	0,163	0,042
255	0,68	0,75	0,82	0,90	0,098	**61**	0,119	0,130	0,144	0,158	0,041
260	0,65	0,72	0,79	0,87	0,096	**62**	0,115	0,127	0,139	0,153	0,040
265	0,63	0,69	0,76	0,83	0,094	**63**	0,111	0,123	0,135	0,148	0,040
270	0,60	0,66	0,73	0,80	0,093	**64**	0,108	0,119	0,130	0,143	0,039
0,275	0,58	0,64	0,70	0,78	0,091	**0,65**	0,104	0,115	0,126	0,139	0,038
280	0,56	0,62	0,68	0,75	0,089	**66**	0,101	0,111	0,123	0,135	0,038
285	0,54	0,60	0,66	0,72	0,088	**67**	0,098	0,108	0,119	0,131	0,037
290	0,52	0,58	0,63	0,70	0,086	**68**	0,096	0,105	0,116	0,127	0,037
295	0,51	0,56	0,61	0,67	0,085	**69**	0,093	0,102	0,112	0,123	0,036
0,300	0,49	0,54	0,59	0,65	0,083	**0,70**	0,090	0,099	0,109	0,119	0,036
305	0,47	0,52	0,57	0,63	0,082	**71**	0,087	0,096	0,106	0,116	0,035
310	0,46	0,50	0,55	0,61	0,081	**72**	0,085	0,094	0,103	0,113	0,035
315	0,44	0,49	0,54	0,59	0,079	**73**	0,083	0,091	0,100	0,110	0,034
320	0,43	0,47	0,52	0,57	0,078	**74**	0,081	0,089	0,097	0,107	0,034
0,325	0,42	0,46	0,50	0,55	0,077	**0,75**	0,078	0,086	0,095	0,104	0,033

Fortsetzung der Tab. IX.

Kolben-Durchm. D (Met.)	Werthe von α für ($p \doteq 4$) leicht	($p \doteq 6$) mässig stark	($p \doteq 8{,}5$) kräftig	($p \doteq 12$) sehr kräftig	Werthe von r''_0
	gebaute Maschinen				
0,75	0,078	0,086	0,095	0,104	0,033
76	0,076	0,084	0,092	0,102	0,033
77	0,074	0,082	0,090	0,099	0,033
78	0,073	0,080	0,088	0,097	0,032
79	0,071	0,078	0,085	0,094	0,032
0,80	0,069	0,076	0,083	0,092	0,031
81	0,067	0,074	0,081	0,089	0,031
82	0,066	0,072	0,079	0,087	0,031
83	0,064	0,070	0,077	0,085	0,030
84	0,062	0,069	0,076	0,083	0,030
0,85	0,061	0,067	0,074	0,081	0,030
86	0,060	0,066	0,072	0,079	0,029
87	0,058	0,064	0,071	0,078	0,029
88	0,057	0,063	0,069	0,076	0,028
89	0,056	0,061	0,067	0,074	0,028
0,90	0,054	0,060	0,066	0,072	0,028
92	0,052	0,057	0,063	0,069	0,027
94	0,050	0,055	0,060	0,066	0,027
96	0,048	0,053	0,058	0,064	0,026
98	0,046	0,050	0,056	0,061	0,026
1,00	0,0440	0,0484	0,0532	0,0585	0,025
02	0,0425	0,0467	0,0514	0,0565	0,025
04	0,0409	0,0450	0,0495	0,0545	0,024
06	0,0394	0,0434	0,0477	0,0525	0,024
08	0,0379	0,0417	0,0458	0,0504	0,023
1,10	0,0364	0,0400	0,0440	0,0484	0,023
12	0,0352	0,0387	0,0426	0,0469	0,022
14	0,0340	0,0374	0,0412	0,0453	0,022
16	0,0329	0,0362	0,0398	0,0438	0,022
18	0,0317	0,0349	0,0384	0,0422	0,021
1,20	0,0306	0,0336	0,0370	0,0407	0,021
22	0,0297	0,0326	0,0359	0,0395	0,021
24	0,0287	0,0316	0,0348	0,0383	0,020
26	0,0278	0,0306	0,0337	0,0371	0,020
28	0,0269	0,0296	0,0326	0,0359	0,020
1,30	0,0260	0,0286	0,0315	0,0347	0,019
32	0,0253	0,0279	0,0306	0,0337	0,019
34	0,0246	0,0271	0,0298	0,0327	0,019
36	0,0239	0,0263	0,0289	0,0318	0,018
38	0,0232	0,0255	0,0280	0,0308	0,018
1,40	0,0224	0,0247	0,0272	0,0299	0,018
42	0,0219	0,0241	0,0265	0,0291	0,018
44	0,0213	0,0234	0,0258	0,0283	0,017
46	0,0207	0,0228	0,0251	0,0276	0,017
48	0,0201	0,0222	0,0244	0,0268	0,017
1,50	0,0196	0,0215	0,0237	0,0260	0,017

Kolben-Durchm. D (Met.)	Werthe von α für ($p \doteq 4$) leicht	($p \doteq 6$) mässig stark	($p \doteq 8{,}5$) kräftig	($p \doteq 12$) sehr kräftig	Werthe von r''_0
	gebaute Maschinen				
1,50	0,0196	0,0215	0,0237	0,0260	0,017
52	0,0191	0,0210	0,0231	0,0254	0,016
54	0,0186	0,0205	0,0225	0,0248	0,016
56	0,0181	0,0199	0,0219	0,0241	0,016
58	0,0177	0,0194	0,0214	0,0235	0,016
1,60	0,0172	0,0189	0,0208	0,0229	0,016
62	0,0168	0,0185	0,0203	0,0224	0,015
64	0,0164	0,0180	0,0198	0,0218	0,015
66	0,0160	0,0176	0,0194	0,0213	0,015
68	0,0156	0,0172	0,0189	0,0208	0,015
1,70	0,0152	0,0167	0,0184	0,0203	0,015
72	0,0149	0,0164	0,0180	0,0198	0,015
74	0,0146	0,0160	0,0176	0,0194	0,014
76	0,0142	0,0157	0,0172	0,0190	0,014
78	0,0139	0,0153	0,0168	0,0185	0,014
1,80	0,0136	0,0149	0,0164	0,0181	0,014
82	0,0133	0,0146	0,0161	0,0177	0,014
84	0,0130	0,0143	0,0158	0,0173	0,014
86	0,0127	0,0140	0,0154	0,0170	0,013
88	0,0125	0,0137	0,0151	0,0166	0,013
1,90	0,0122	0,0134	0,0147	0,0162	0,013
92	0,0120	0,0131	0,0145	0,0159	0,013
94	0,0117	0,0129	0,0142	0,0156	0,013
96	0,0115	0,0126	0,0139	0,0153	0,013
98	0,0112	0,0124	0,0136	0,0150	0,013
2,00	0,0110	0,0121	0,0133	0,0146	0,013
05	0,0105	0,0115	0,0127	0,0140	0,012
10	0,0100	0,0110	0,0121	0,0133	0,012
15	0,0095	0,0105	0,0115	0,0127	0,012
20	0,0091	0,0100	0,0110	0,0121	0,011
2,25	0,0087	0,0096	0,0105	0,0116	0,011
30	0,0083	0,0092	0,0101	0,0111	0,011
35	0,0080	0,0088	0,0097	0,0106	0,011
40	0,0076	0,0084	0,0092	0,0102	0,010
45	0,0073	0,0081	0,0089	0,0098	0,010
2,50	0,0070	0,0077	0,0085	0,0094	0,010
55	0,0068	0,0075	0,0082	0,0090	0,010
60	0,0065	0,0072	0,0079	0,0087	0,010
65	0,0063	0,0069	0,0076	0,0083	0,009
70	0,0060	0,0066	0,0073	0,0080	0,009
2,75	0,0058	0,0064	0,0070	0,0078	0,009
80	0,0056	0,0062	0,0068	0,0075	0,009
85	0,0054	0,0060	0,0066	0,0072	0,009
90	0,0052	0,0058	0,0063	0,0070	0,009
95	0,0051	0,0056	0,0061	0,0067	0,008
3,00	0,0049	0,0054	0,0059	0,0065	0,008

Bemerkung. Für kurzhübige Maschinen (deren Hub l kleiner ist als $2\,D$) multiplicire man α (resp. r'_0) mit den folgenden Corrections-Coëfficienten:

wenn $\frac{l}{D} =$	0,5	0,6	0,7	0,8	0,9	1,0	1,25	1,5	1,75	2
Corr.-Coëff. =	2,0	1,8	1,7	1,6	1,5	1,4	1,26	1,15	1,07	1

*) G_1 bezeichnet das Gewicht des Schwungrades sammt Welle bei Eincylinder-Maschinen; man kann hier $\frac{G_1}{10\,000} = A.\ 1{,}5\ \frac{Ol}{c^2}$ (auch für Zweicylinder-Masch.) annehmen, wobei die Grösse von A der betreffenden Schwungradberechnungs-Tabelle VIII zu entnehmen ist.

Tab. X.

Werthe des Antheiles r'_c des Pumpenwiderstandes bei Condens.-Maschinen.

(Die Widerstandsspannung $r'_c = 0{,}05\, q + 0{,}015$; hiebei q dem Dampfverbrauche resp. der Injectionswassermenge nahe proportional.)

Füllung $\frac{l_1}{l}$ =	0,6	0,5	0,4	0,333	0,3	0,25	0,20	0,15	0,125	0,10	0,07	0,05	0,04	= $\frac{l_1}{l}$ (Füllung)
p = 2½	0,058	0,051	0,045	0,041	0,038	0,034	0,031	0,028	0,026	0,024	.	.	.	p = 2½
2¾	0,062	0,055	0,047	0,043	0,040	0,036	0,033	0,029	0,027	0,025	.	.	.	2¾
p = 3	0,066	0,058	0,050	0,045	0,042	0,038	0,034	0,030	0,028	0,026	.	.	.	p = 3
3¼	0,070	0,062	0,053	0,047	0,044	0,040	0,036	0,031	0,029	0,027	.	.	.	3¼
3½	0,075	0,065	0,056	0,050	0,047	0,042	0,038	0,033	0,030	0,028	.	.	.	3½
3¾	0,078	0,069	0,059	0,052	0,049	0,044	0,039	0,034	0,032	0,029	.	.	.	3¾
p = 4	.	0,072	0,061	0,054	0,051	0,046	0,040	0,035	0,033	0,030	0,027	.	.	p = 4
4¼	.	0,075	0,064	0,057	0,053	0,047	0,042	0,036	0,034	0,031	0,027	.	.	4¼
4½	.	0,079	0,067	0,059	0,055	0,049	0,043	0,038	0,035	0,032	0,028	.	.	4½
4¾	.	0,082	0,070	0,061	0,057	0,051	0,045	0,039	0,036	0,033	0,029	.	.	4¾
p = 5	.	.	0,072	0,064	0,060	0,053	0,047	0,040	0,037	0,034	0,030	0,027	.	p = 5
5½	.	.	0,078	0,068	0,064	0,057	0,050	0,043	0,039	0,036	0,031	0,028	.	5½
6	.	.	0,083	0,073	0,068	0,060	0,053	0,045	0,041	0,037	0,033	0,030	.	6
6½	.	.	0,089	0,078	0,072	0,064	0,056	0,047	0,043	0,039	0,034	0,031	.	6½
p = 7	.	.	0,094	0,082	0,076	0,067	0,059	0,050	0,045	0,041	0,035	0,032	.	p = 7
7½	.	.	0,099	0,087	0,081	0,071	0,062	0,052	0,047	0,043	0,037	0,033	.	7½
8	.	.	.	0,091	0,085	0,075	0,065	0,054	0,049	0,044	0,038	0,034	0,032	8
8½	.	.	.	0,096	0,089	0,078	0,068	0,057	0,052	0,046	0,040	0,036	0,033	8½
p = 9	.	.	.	0,100	0,093	0,082	0,071	0,059	0,054	0,048	0,041	0,037	0,035	p = 9
9½	.	.	.	0,105	0,097	0,085	0,074	0,061	0,056	0,050	0,043	0,038	0,036	9½
10	.	.	.	0,109	0,101	0,089	0,076	0,064	0,058	0,051	0,044	0,039	0,037	10

Note. Die vorstehenden Angaben gelten bei vorhandener Kaltwasserpumpe bis zu einer Satzhöhe derselben h = 10 m; ist h grösser, so sind diese Angaben mit den folgenden Corrections-Coëfficienten zu multipliciren:

wenn h =	12	14	16	18	20	22	24	26	28	30 Met.
Corr.-Coëff. =	1,07	1,13	1,20	1,26	1,33	1,39	1,46	1,52	1,59	1,65

Siehe auch die Note a. d. folg. S.

Tab. X'.

Werthe des Antheiles r_c'' des Pumpenwiderstandes bei Condens.-Maschinen.

(Die Widerstandsspannung $r_c'' = \frac{0{,}02}{D}$; hiebei D der Maschinen-Kolbendurchmesser in Met.)

D Met.	r_c''	D Met.	r_c''	D Met.	r_c''	D Met.	r_c''
0,100	0,200	0,250	0,080	0,45	0,044	1,00	0,020
105	0,192	255	0,079	46	0,044	1,05	0,019
110	0,183	260	0,077	47	0,043	1,10	0,018
115	0,175	265	0,076	48	0,042	1,15	0,017
120	0,167	270	0,074	49	0,041	1,20	0,017
0,125	0,161	0,275	0,073	0,50	0,040	1,25	0,016
130	0,155	280	0,071	52	0,039	1,30	0,015
135	0,149	285	0,070	54	0,037	1,35	0,015
140	0,142	290	0,069	56	0,036	1,40	0,014
145	0,138	295	0,068	58	0,035	1,45	0,014
0,150	0,134	0,300	0,067	0,60	0,033	1,50	0,013
155	0,129	305	0,066	62	0,032	1,55	0,013
160	0,125	310	0,065	64	0,031	1,60	0,013
165	0,122	315	0,064	66	0,030	1,65	0,012
170	0,118	320	0,063	68	0,029	1,70	0,012
0,175	0,115	0,325	0,062	0,70	0,029	1,75	0,011
180	0,111	330	0,061	72	0,028	1,80	0,011
185	0,108	335	0,060	74	0,027	1,85	0,011
190	0,106	340	0,059	76	0,027	1,90	0,010
195	0,103	345	0,058	78	0,026	1,95	0,010
0,200	0,100	0,35	0,057	0,80	0,025	2,00	0,010
05	0,098	36	0,056	82	0,024	2,10	0,010
10	0,095	37	0,054	84	0,024	2,20	0,009
15	0,093	38	0,053	86	0,023	2,30	0,009
20	0,091	39	0,051	88	0,023	2,40	0,008
0,225	0,089	0,40	0,050	0,90	0,022	2,50	0,008
30	0,087	41	0,049	92	0,022	2,60	0,008
35	0,085	42	0,048	94	0,021	2,70	0,007
40	0,083	43	0,047	96	0,021	2,80	0,007
45	0,082	44	0,046	98	0,020	2,90	0,007
0,250	0,080	0,45	0,044	1,00	0,020	3,00	0,007

Note (auch zu der linkseitigen Tab.) Wenn für eine Condens.-Maschine keine besondere Kaltwasserpumpe nothwendig ist (indem der Condensator aus einem vorhandenen Wasservorrath direct ansaugt), so kann man von der summarischen Widerstandsspannung $r_c' + r_c''$ etwa 0,70 (d. h. 70 %) in Rechnung nehmen. Dasselbe kann geschehen, wenn die Kaltwasserpumpe irgend mehr, als in der linksseitigen Tabelle vorausgesetzt wird, zu leisten hat, insbesondere auch bei Oberflächen-Condensation (Schiffs-Maschinen etc.); es ist jedoch sodann selbstverständlich die gesammte Leistung der Kaltwasserpumpe (mit Einschluss der passiven Widerstände derselben) in die (Netto-) Leistung der Maschine einzubeziehen.

Dritte Abtheilung der Tabellen.

Special-Tabellen für die Anwendung

bei den Maschinen **mit hohem Dampfdruck** (7 bis 14 Atm.)

(Zweicylinder-Auspuff- und Dreicylinder-Condens.-Maschinen.)

Note. Diese Special-Tabellen sind von Tab. I bis Tab. V genau so numeriert, wie die vorangehenden Tabellen für die Anwendung. Die weiteren Tabellen: V', VI und VII (S. 47 bis 55) sind allen Maschinengattungen gemeinschaftlich und sonach hier speciell nicht weiter vertreten.

I. Hilfstabellen (α, β, γ).

I. α. Beiläufige Werthe der **besten normalen Füllungen** d. i. der vortheilhaftesten Füllungen herzustellender Dampfmaschinen für ihre Normalleistung.

Absol. Admiss.-Spannung p	Zweicylinder-Auspuff-Masch.	Dreicylinder-Condens.-Masch.
$p =$ 7 Kgr. od. Atm.	0,21—0,19	0,071—0,064
$p =$ 8 „ „ „	0,19—0,17	0,062—0,056
$p =$ 9 „ „ „	0,17—0,15	0,056—0,050
$p =$ 10 „ „ „	0,15—0,135	0,050—0,045
$p =$ 11 „ „ „	0,14—0,12	0,045—0,041
$p =$ 12 „ „ „	0,125—0,11	0,042—0,038
$p =$ 13 „ „ „	0,115—0,105	0,039—0,035
$p =$ 14 „ „ „	0,11—0,10	0,036—0,032

Die obigen Angaben entsprechen einfach (ohne eine anderweitige Ableitung) bei den Zweicylinder-Auspuff-Maschinen einer Expansions-Endspannung von 1,5 bis 1,35 Atm. und bei den Dreicylinder-Condens.-Maschinen einer Expansions-Endspannung von 0,5 bis 0,45 Atmosph.

Hilfstabellen I. β.

Passende Cylindervolumen-Verhältnisse

und Füllungen der Expansions-Cylinder bei den Maschinen mit hohem Dampfdruck.

(Abgeleitet von Prof. Káš.)

A. Volumen-Verhältnisse $\frac{v}{V}$ der Zweicylinder-Auspuff-Maschinen.*)

Erklärung für die Anwendung	Absol. Admiss.-Spannung in Kgr. oder Atm.	Reduc. (norm.) Füllung $\frac{l_1}{l}$	Compound-System						Woolf-System		
			a. Für gleiche Arbeit in den Quadranten		b. Für gleiche Arbeit in den Cylindern. $N' = \frac{1}{2} N$		Mittel aus a und b $N' < \frac{1}{2} N$		Für gleiche Arbeit in den Cylindern $N' = \frac{1}{2} N$		
			$R=\infty$	$R=v$	$R=\infty$	$R=v$	$R=\infty$	$R=v$	$R=\infty$	$R=v$	$R=\frac{1}{2}v$
Bei mässigen (normalen) Expans.-Graden (bis zur Endspannung von 1·8 Atm.)	$p=$ 7	0,257	0,51	0,55	0,61	0,68	0,56	0,62	0,61	0,54	0,48
	8	0,225	0,47	0,51	0,57	0,65	0,52	0,58	0,57	0,49	0,44
	9	0,200	0,45	0,48	0,54	0,62	0,49	0,55	0,54	0,46	0,40
	10	0,180	0,42	0,46	0,51	0,60	0,47	0,53	0,51	0,43	0,38
	11	0,164	0,41	0,44	0,49	0,58	0,45	0,51	0,49	0,41	0,35
	12	0,150	0,39	0,42	0,46	0,56	0,43	0,49	0,46	0,39	0,33
	13	0,139	0,37	0,40	0,44	0,55	0,41	0,48	0,44	0,38	0,31
	14	0,129	0,36	0,39	0,43	0,54	0,40	0,46	0,43	0,36	0,30
Bei mittleren (normalen) Expans.-Graden (bis zur Endspannung von 1·5 Atm.)	$p=$ 7	0,214	0,46	0,50	0,52	0,61	0,49	0,55	0,52	0,45	0,39
	8	0,188	0,43	0,47	0,49	0,58	0,46	0,53	0,49	0,41	0,35
	9	0,167	0,41	0,44	0,46	0,56	0,43	0,50	0,46	0,39	0,33
	10	0,150	0,39	0,42	0,44	0,54	0,41	0,48	0,44	0,36	0,31
	11	0,136	0,37	0,40	0,41	0,52	0,39	0,46	0,41	0,35	0,29
	12	0,125	0,35	0,38	0,40	0,51	0,38	0,45	0,40	0,33	0,27
	13	0,115	0,34	0,37	0,38	0,50	0,36	0,43	0,38	0,31	0,26
	14	0,107	0,33	0,36	0,37	0,48	0,35	0,42	0,37	0,30	0,25
Bei hohen (normalen) Expans.-Graden (bis zur Endspannung von 1·2 Atm.)	$p=$ 7	0,171	0,41	0,45	0,42	0,53	0,42	0,49	0,42	0,35	0,30
	8	0,150	0,39	0,42	0,40	0,51	0,39	0,46	0,40	0,33	0,27
	9	0,133	0,37	0,40	0,38	0,48	0,37	0,44	0,38	0,31	0,25
	10	0,120	0,35	0,38	0,35	0,46	0,35	0,42	0,35	0,29	0,24
	11	0,109	0,33	0,36	0,34	0,43	0,33	0,40	0,34	0,27	0,23
	12	0,100	0,32	0,34	0,32	0,41	0,32	0,38	0,32	0,26	0,21
	13	0,092	0,30	0,33	0,31	0,39	0,31	0,36	0,31	0,25	0,20
	14	0,086	0,29	0,32	0,30	0,37	0,30	0,34	0,30	0,24	0,19

Ad A. Vorläufige **Werthe der Füllung** X des **Expansions-Cylinders** bei den Zweicylinder-Auspuff-Maschinen nach **Woolf's System** zur Vermeidung des Spannungsabfalles bei dem Dampfübertritte.

$\frac{v}{V} =$	0,50	0,45	0,40	0,35	0,30	0,25	0,20
$R=\infty$; $X=$	0,50	0,45	0,40	0,35	0,30	0,25	0,20
$R=V$; „ $=$	0,60	0,54	0,48	0,42	0,36	0,29	0,23
$R=v$; „ $=$	0,67	0,62	0,57	0,52	0,46	0,40	0,33
$R=\frac{1}{2}v$; „ $=$	0,75	0,71	0,67	0,62	0,56	0,50	0,43
$R=\frac{1}{4}v$; „ $=$	0,83	0,80	0,77	0,73	0,68	0,63	0,55

Bei den **Compound-Maschinen** mache man vorläufig $X = \frac{v}{V}$.

Die Füllung X des Expansions-Cylinders ist an der in Gang gesetzten Maschine nach Massgabe der abgenommenen Indicator-Diagramme definitiv zu adjustieren.

*) Bezeichnungen: v Volumen des Hochdr.-Cylinders; V Volumen des Expans.-Cyl.; N' Leistung des Hochdr.-Cylinders; N gesammte Maschinen-Leistung; R Receiver-Volumen; die Daten für $R=\infty$ dienen zum Vergleiche behufs Interpolation für $R > v$ (z. B. $R=V$ u. dergl.). $R = \frac{1}{4} v$ gilt für eine sehr kurze Verbindung zwischen beiden Cylindern, bezw. für directen Dampfübertritt.

Hilfstab. I. β. (Fortsetzung.)

B. Volumen-Verhältnisse $\frac{v_1}{V}$ und $\frac{v_2}{V}$ nebst $\frac{v_1}{v_2}$ der Dreicylinder-Condens.-Maschinen *) (als Dreimal-Expans.-Masch.) mit drei Kurbeln unter 120°.

Erklärung für die Anwendung	Absol. Ad-miss.-Spannung in Kgr. od. Atm.	Reduc. (norm.) Füllung $\frac{l_1}{l}$	a. Für thunlichst gleiche Arbeits-Vertheilung in den Sextanten (bei grossen Receivern)			b. Mit gleichzeitiger Rücksicht auf die gleiche Arbeits-Vertheilung in den drei Cylindern: R_1 und $R_2 = \infty$ (zum Vergleiche behufs Interpolation, wenn $R_1 > v_1$ und $R_2 > v_2$)			$R_1 = v_1$ und $R_2 = v_2$: Mitteldruckkurbel eilt der Hochdruckkurbel vor			$R_1 = v_1$ und $R_2 = v_2$: Mitteldruckkurbel eilt der Hochdruckkurbel nach		
			$\frac{v_1}{V}$	$\frac{v_2}{V}$	$\frac{v_1}{v_2}$	$\frac{v_1}{V}$	$\frac{v_2}{V}$	$\frac{v_1}{v_2}$	$\frac{v_1}{V}$	$\frac{v_2}{V}$	$\frac{v_1}{v_2}$	$\frac{v_1}{V}$	$\frac{v_2}{V}$	$\frac{v_1}{v_2}$
Bei mässigen (normalen) Expans.-Graden (bis zur Endspannung von 0,6 Atm.)	$p = 8$	0,075	0,178	0,42	0,42	0,200	0,54	0,37	.	.	.	0,214	0,53	0,40
	9	0,067	0,165	0,41	0,41	0,186	0,52	0,36	.	.	.	0,199	0,51	0,39
	10	0,060	0,153	0,39	0,39	0,173	0,50	0,35	0,173	0,56	0,31	0,186	0,50	0,37
	11	0,055	0,144	0,38	0,38	0,162	0,49	0,33	0,163	0,54	0,30	0,176	0,49	0,36
	12	0,050	0,135	0,37	0,37	0,153	0,47	0,32	0,154	0,52	0,30	0,167	0,47	0,35
	13	0,046	0,128	0,36	0,36	0,145	0,46	0,32	0,146	0,51	0,29	0,160	0,46	0,35
	14	0,043	0,123	0,35	0,35	0,138	0,45	0,31	0,139	0,50	0,28	0,153	0,45	0,34
Bei mittleren (normalen) Expans.-Graden (bis zur Endspannung von 0,5 Atm.)	$p = 8$	0,0625	0,158	0,40	0,40	0,175	0,50	0,35	.	.	.	0,189	0,49	0,38
	9	0,056	0,146	0,38	0,38	0,162	0,48	0,34	0,164	0,53	0,31	0,176	0,48	0,37
	10	0,050	0,135	0,37	0,37	0,151	0,46	0,33	0,152	0,51	0,30	0,164	0,46	0,36
	11	0,0455	0,127	0,36	0,36	0,142	0,44	0,32	0,143	0,49	0,29	0,156	0,45	0,35
	12	0,042	0,120	0,35	0,35	0,134	0,43	0,31	0,136	0,48	0,29	0,148	0,44	0,34
	13	0,0385	0,114	0,34	0,34	0,127	0,42	0,30	0,129	0,46	0,28	0,141	0,43	0,33
	14	0,036	0,108	0,33	0,33	0,120	0,41	0,29	0,122	0,45	0,27	0,135	0,42	0,32
Bei hohen (normalen) Expans.-Graden (bis zur Endspannung von 0,4 Atm.)	$p = 8$	0,050	0,135	0,37	0,37	0,148	0,44	0,34	0,152	0,48	0,31	0,161	0,45	0,36
	9	0,044	0,125	0,35	0,35	0,137	0,42	0,32	0,140	0,46	0,30	0,150	0,43	0,35
	10	0,040	0,117	0,34	0,34	0,128	0,41	0,31	0,131	0,45	0,29	0,141	0,42	0,34
	11	0,036	0,110	0,33	0,33	0,120	0,40	0,30	0,122	0,43	0,28	0,133	0,41	0,32
	12	0,033	0,104	0,32	0,32	0,113	0,39	0,29	0,115	0,42	0,28	0,126	0,40	0,32
	13	0,031	0,098	0,31	0,31	0,108	0,38	0,28	0,108	0,40	0,27	0,120	0,39	0,31
	14	0,029	0,094	0,31	0,31	0,102	0,37	0,28	0,103	0,39	0,26	0,116	0,38	0,30

Ad B. 1. Vorläufige Werthe der **Füllung** X_1 des **Mitteldruck-Cylinders** abhängig von dem Volumen-Verhältnisse $\frac{v_1}{v_2}$ des Hochdr.- und Mitteldr.-Cylinders.

	$\frac{v_1}{v_2} =$	0,50	0,45	0,40	0,35	0,30	0,25	0,20
Mitteldr.-Kurbel eilt der Hochdr.-Kurbel vor	$R_1 = \infty$; $X_1 =$	0,50	0,45	0,40	0,35	0,30	0,25	0,20
	$R_1 = v_1$; $X_1 =$	0,53	0,48	0,44	0,40	0,35	0,30	0,25
Mitteldr.-Kurbel eilt der Hochdr.-Kurbel nach	$R_1 = \infty$; $X_1 =$	0,50	0,45	0,40	0,35	0,30	0,25	0,20
	$R_1 = v_1$; $X_1 =$	0,62	0,55	0,48	0,40	0,33	0,25	0,20

Ad B. 2. Vorläufige Werthe der **Füllung** X_2 des **Niederdruck-Cylinders**, abhängig von dem Volumen-Verhältnisse $\frac{v_2}{V}$ des Mitteldr.- und Niederdr.-Cylinders.

	$\frac{v_2}{V} =$	0,60	0,55	0,50	0,45	0,40	0,35	0,30	0,25	0,20
Mitteldr.-Kurbel eilt der Hochdr.-Kurbel vor	$R_2 = \infty$; $X_2 =$	0,60	0,55	0,50	0,45	0,40	0,35	0,30	0,25	0,20
	$R_2 = v_2$; $X_2 =$	0,61	0,57	0,53	0,48	0,44	0,40	0,35	0,30	0,25
Mitteldr.-Kurbel eilt der Hochdr.-Kurbel nach	$R_2 = \infty$; $X_2 =$	0,60	0,55	0,50	0,45	0,40	0,35	0,30	0,25	0,20
	$R_2 = v_2$; $X_2 =$	0,74	0,68	0,62	0,55	0,48	0,40	0,33	0,25	0,20

Die Füllungen X_1 und X_2 sind an der in Gang gesetzten Maschine **nach** Massgabe der abgenommenen Indicator-Diagramme definitiv zu adjustieren.

*) Bezeichnungen: v_1 Volumen des Hochdruck-Cylinders; v_2 Volumen des Mitteldr.-Cyl.; V Volumen des Niederdr.-Cyl.; R_1 Volumen des ersten Receivers (zwischen Hochdruck und Mitteldruck); R_2 Volumen des zweiten Receivers (zwischen Mitteldruck und Niederdruck).

Hilfstab. I. β. (Schluss).

C. Volumen-Verhältnisse $\frac{v_1}{V}$ und $\frac{v_2}{V}$ nebst $\frac{v_1}{v_2}$

der Dreicylinder-Condens.-Maschinen*) (als Dreimal-Expans.-Masch.) mit zwei Kurbeln unter 90°

(Hochdruck und Mitteldruck an Einer Kurbel).

Für gleiche Arbeit an beiden Kurbeln $(N_1' + N_2' = \frac{1}{2} N)$ (wobei $\frac{v_2}{V}$ massgebend ist):

Erklärung für die Anwendung	Absol. Admiss.-Spannung in Kgr. od. Atm.	Reduc. (norm.) Füllung $\frac{l_1}{l}$	R_1 und $R_2 = \infty$ (zum Vergleiche mit den rechts nebenstehenden Daten behufs Interpolation, wenn $R_1 > v_1$ und $R_2 > v_2$)			$R_1 = v_1$ und $R_2 = v_2$: massgebend	$\frac{v_1}{V}$ und $\frac{v_1}{v_2}$ für $N_1' = N_2'$		$N_1' > N_2'$ †)	
			$\frac{v_2}{V}$	$\frac{v_1}{V}$	$\frac{v_1}{v_2}$	$\frac{v_2}{V}$	$\frac{v_1}{V}$	$\frac{v_1}{v_2}$	$\frac{v_1}{V}$	$\frac{v_1}{v_2}$
Bei mässigen (normalen) Expans.-Graden (bis zur Endspannung von 0,6 Atm.)	$p = 8$	0,075	0,38	0,169	0,44	0,50	0,136	0,28	0,192	0,39
	9	0,067	0,36	0,154	0,43	0,47	0,125	0,27	0,172	0,37
	10	0,060	0,34	0,143	0,42	0,44	0,116	0,27	0,155	0,35
	11	0,055	0,33	0,133	0,41	0,42	0,107	0,26	0,140	0,34
	12	0,050	0,31	0,125	0,40	0,39	0,100	0,26	0,127	0,32
	13	0,046	0,30	0,118	0,39	0,37	0,095	0,26	0,117	0,32
	14	0,043	0,29	0,111	0,38	0,36	0,090	0,25	0,110	0,31
Bei mittleren (normalen) Expans.-Graden (bis zur Endspannung von 0,5 Atm.)	$p = 8$	$0{,}062_5$	0,34	0,145	0,43	0,43	0,118	0,28	0,152	0,35
	9	0.056	0,32	0,134	0,42	0,40	0,107	0,27	0,134	0,33
	10	0,050	0,30	0,123	0,41	0,38	0,100	0,26	0,122	0,32
	11	$0{,}045_5$	0,29	0,114	0,40	0,36	$0{,}092_5$	0,26	0,111	0,31
	12	0,042	0,28	0,107	0,39	0,34	0,086	0,25	0,101	0,30
	13	$0{,}038_5$	0,27	0,101	0,38	0,33	$0{,}080_5$	0,25	0,093	0,29
	14	0,036	0,26	0,095	0,37	0,31	0,076	0,25	0,087	0,28
Bei hohen (normalen) Expans.-Graden (bis zur Endspannung von 0,4 Atm.)	$p = 8$	0,050	0,29	0,120	0,42	0,36	0,097	0,27	0,114	0,32
	9	0,044	0,27	0,108	0,40	0,34	0,088	0,26	0,102	0,30
	10	0,040	0,26	0,101	0,39	0,32	0,082	0,26	0,092	0,29
	11	0,036	0,25	0,094	0,38	0,30	0,076	0,25	0,083	0,28
	12	0,033	0,24	0,088	0,37	0,29	0,070	0,25	0,076	0,26
	13	0,031	0,23	0,083	0,37	0,27	0,065	0,24	0,070	0,26
	14	0,029	0,22	0,078	0,36	0,26	0,061	0,23	0,065	0,25

Ad. C. 1. Vorläufige Werthe der **Füllung** X_1 des **Mitteldruck-Cylinders**, abhängig von dem Volumen-Verhältnisse $\frac{v_1}{v_2}$ des Hochdr.- und Mitteldr.-Cylinders.

$\frac{v_1}{v_2} =$	0,50	0,45	0,40	0,35	0,30	0,25	0,20
$R_1 = \infty;\ X_1 =$	0,50	0,45	0,40	0,35	0,30	0,25	0,20
$R_1 = v_2;\ X_1 =$	0,60	0,54	0,48	0,42	0,36	0,29	0,23
$R_1 = v_1;\ X_1 =$	0,67	0,62	0,57	0,52	0,46	0,40	0,33

Ad. C. 2. Vorläufige Werthe der **Füllung** X_2 des **Niederdruck-Cylinders**, abhängig von dem Volumen-Verhältnisse $\frac{v_2}{V}$ des Mitteldr.- und Niederdr.-Cylinders.

$\frac{v_2}{V} =$	0,50	0,45	0,40	0,35	0,30	0,25	0,20
$R_2 = \infty;\ X_2 =$	0,50	0,45	0,40	0,35	0,30	0,25	0,20
$R_2 = v_2;\ X_2 =$	0,50	0,45	0,41	0,36	0,31	0,26	0,22

Die Füllungen X_1 und X_2 sind an der in Gang gesetzten Maschine nach Massgabe der abgenommenen Indicator-Diagramme definitiv zu adjustieren.

---

*) Bezeichnungen: v_1 Volumen des Hochdruck-Cyl.; v_2 Vol. des Mitteldruck-Cyl.; V Vol. des Niederdr.-Cyl.; N_1' Leistung des Hochdr.-Cyl.; N_2' Leistung des Mitteldr.-Cyl.; N gesammte Masch.-Leistung. R_1 Volumen des ersten Receivers (zwischen Hochdruck und Mitteldruck). R_2 Volumen des zweiten Receivers (zwischen Mitteldruck und Niederdruck).

†) Die Zulassung $N_1' > N_2'$ hat zum Zwecke, damit der Hochdruckcylinder nicht gar zu klein, bezw. seine Füllung nicht zu gross ausfalle.

Hilfstabellen I. γ.

Kolbengeschwindigkeiten c (in Met.)

der **Maschinen mit hohem Dampfdruck.**

Links: nach d. Norm.-Leistung N (Pfdk.) u. Spann. p. Rechts: nach d. Kolbenhube l (Met.) u. Spann. p.

a) **Mässige** Kolbengeschwindigkeit (insbes. für **Compound-Maschinen**).

c empirisch nach N*).

$p=$	7	8	9	10	11	12	13	14
$N=$ 10	1,37	1,43	1,50	1,56	1,60	1,63	1,67	1,71
15	1,45	1,50	1,56	1,62	1,67	1,71	1,76	1,81
20	1,49	1,55	1,61	1,67	1,72	1,77	1,82	1,87
30	1,56	1,63	1,70	1,77	1,81	1,85	1,90	1,94
$N=$ 40	1,62	1,69	1,75	1,82	1,88	1,94	1,99	2,04
60	1,72	1,78	1,84	1,91	1,98	2,05	2,11	2,17
80	1,79	1,86	1,92	1,99	2,07	2,15	2,21	2,27
100	1,85	1,92	1,98	2,05	2,14	2,23	2,30	2,36
$N=$ 150	2,00	2,05	2,11	2,16	2,29	2,43	2,52	2,60
200	2,11	2,18	2,24	2,31	2,43	2,56	2,64	2,72
250	2,20	2,28	2,35	2,43	2,55	2,66	2,74	2,81
300	2,27	2,35	2,42	2,50	2,62	2,75	2,83	2,91
$N=$ 400	2,39	2,17	2,55	2,63	2,76	2,89	2,98	3,07
500	2,49	2,58	2,66	2,74	2,88	3,01	3,11	3,20
600	2,57	2,66	2,74	2,83	2,94	3,09	3,19	3,28
800	2,68	2,78	2,88	2,97	3,10	3,24	3,35	3,46
1000	2,80	2,90	3,01	3,11	3,26	3,40	3,51	3,64

$c = 0{,}7\,\sqrt{pl}$.

$p=$	7	8	9	10	11	12	13	14
$l=$ 0,35	1,10	1,17	1,24	1,31	1,37	1,43	1,49	1,55
0,40	1,17	1,25	1,33	1,40	1,47	1,53	1,60	1,66
0,45	1,24	1,33	1,41	1,48	1,56	1,63	1,69	1,76
0,50	1,31	1,40	1,48	1,57	1,64	1,71	1,79	1,85
$l=$ 0,60	1,43	1,53	1,63	1,71	1,80	1,88	1,96	2,03
0,70	1,55	1,66	1,76	1,85	1,94	2,03	2,11	2,19
0,80	1,66	1,77	1,88	1,98	2,08	2,17	2,26	2,34
0,90	1,76	1,88	1,99	2,10	2,20	2,30	2,39	2,49
$l=$ 1,00	1,85	1,98	2,10	2,21	2,32	2,42	2,52	2,62
1,20	2,03	2,17	2,30	2,42	2,54	2,66	2,77	2,87
1,40	2,19	2,34	2,49	2,62	2,75	2,87	2,99	3,10
1,60	2,34	2,50	2,66	2,80	2,94	3,07	3,19	3,31
1,80	2,49	2,66	2,82	2,97	3,12	3,25	3,39	3,51
$l=$ 2,00	2,62	2,80	2,97	3,13	3,28	3,43	3,57	3,70
2,50	2,93	3,13	3,32	3,50	3,67	3,83	4,00	4,14
3,00	3,21	3,43	3,64	3,83	4,02	4,20	4,37	4,54
3,50	3,47	3,70	3,93	4,14	4,34	4,54	4,72	4,90

b) **Mittelgrosse** Kolbengeschwindigkeit (durchschnittlich für **alle** Masch.-Gattungen).

c empirisch nach N*).

$p=$	7	8	9	10	11	12	13	14
$N=$ 10	1,71	1,79	1,87	1,95	2,00	2,04	2,09	2,14
15	1,81	1,88	1,95	2,02	2,08	2,14	2,20	2,26
20	1,87	1,94	2,02	2,09	2,15	2,21	2,27	2,33
30	1,95	2,03	2,12	2,21	2,26	2,32	2,38	2,43
$N=$ 40	2,03	2,11	2,19	2,28	2,35	2,42	2,49	2,55
60	2,15	2,23	2,30	2,38	2,48	2,57	2,64	2,72
80	2,24	2,32	2,40	2,49	2,59	2,69	2,76	2,84
100	2,32	2,40	2,48	2,56	2,67	2,79	2,87	2,95
$N=$ 150	2,50	2,57	2,63	2,70	2,87	3,04	3,15	3,25
200	2,64	2,72	2,80	2,88	3,04	3,20	3,30	3,40
250	2,75	2,84	2,94	3,04	3,18	3,32	3,42	3,52
300	2,84	2,93	3,03	3,13	3,28	3,43	3,54	3,64
$N=$ 400	2,99	3,09	3,19	3,29	3,45	3,61	3,72	3,83
500	3,12	3,22	3,32	3,42	3,60	3,77	3,89	4,00
600	3,21	3,32	3,43	3,54	3,68	3,86	3,99	4,10
800	3,35	3,48	3,60	3,71	3,88	4,05	4,19	4,33
1000	3,50	3,63	3,76	3,89	4,08	4,25	4,39	4,55

$c = 0{,}9\,\sqrt{pl}$ **(Hauptregel).**

$p=$	7	8	9	10	11	12	13	14
$l=$ 0,35	1,41	1,51	1,60	1,68	1,77	1,84	1,92	1,99
0,40	1,51	1,61	1,71	1,80	1,89	1,97	2,05	2,13
0,45	1,60	1,71	1,81	1,91	2,00	2,09	2,18	2,26
0,50	1,68	1,80	1,91	2,01	2,11	2,20	2,30	2,38
$l=$ 0,60	1,84	1,97	2,09	2,20	2,31	2,42	2,51	2,61
0,70	1,99	2,13	2,26	2,38	2,50	2,61	2,72	2,82
0,80	2,13	2,28	2,42	2,55	2,67	2,79	2,90	3,01
0,90	2,26	2,42	2,56	2,70	2,83	2,96	3,08	3,20
$l=$ 1,00	2,38	2,55	2,70	2,85	2,99	3,12	3,25	3,37
1,20	2,61	2,79	2,96	3,12	3,27	3,42	3,56	3,69
1,40	2,82	3,01	3,20	3,37	3,53	3,69	3,84	3,98
1,60	3,01	3,22	3,42	3,60	3,78	3,94	4,11	4,26
1,80	3,20	3,42	3,62	3,82	4,01	4,18	4,35	4,52
$l=$ 2,00	3,37	3,60	3,82	4,03	4,22	4,41	4,59	4,76
2,50	3,77	4,03	4,27	4,50	4,72	4,93	5,13	5,32
3,00	4,13	4,41	4,68	4,93	5,17	5,40	5,62	5,83
3,50	4,46	4,76	5,05	5,32	5,59	5,83	6,07	6,30

c) **Grosse** Kolbengeschwindigkeit (insbes. für **Woolf's System**).

c empirisch nach N*).

$p=$	7	8	9	10	11	12	13	14
$N=$ 10	2,06	2,15	2,24	2,34	2,39	2,45	2,51	2,57
15	2,17	2,26	2,34	2,43	2,50	2,57	2,64	2,71
20	2,24	2,33	2,42	2,51	2,58	2,66	2,73	2,80
30	2,33	2,44	2,54	2,65	2,72	2,78	2,85	2,92
$N=$ 40	2,43	2,53	2,63	2,73	2,82	2,91	2,98	3,06
60	2,57	2,67	2,77	2,86	2,97	3,08	3,17	3,26
80	2,69	2,79	2,89	2,99	3,11	3,23	3,32	3,41
100	2,78	2,88	2,98	3,07	3,21	3,34	3,44	3,55
$N=$ 150	3,00	3,08	3,16	3,24	3,44	3,64	3,77	3,90
200	3,17	3,26	3,36	3,46	3,65	3,84	3,96	4,09
250	3,29	3,41	3,53	3,65	3,82	3,99	4,10	4,22
300	3,41	3,52	3,64	3,75	3,94	4,12	4,25	4,37
$N=$ 400	3,59	3,71	3,83	3,95	4,14	4,33	4,47	4,60
500	3,74	3,86	3,98	4,11	4,31	4,52	4,67	4,80
600	3,86	3,98	4,11	4,25	4,41	4,64	4,79	4,92
800	4,02	4,17	4,32	4,46	4,65	4,86	5,03	5,19
1000	4,20	4,35	4,52	4,67	4,89	5,10	5,26	5,46

$c = 1{,}1\,\sqrt{pl}$.

$=p$	7	8	9	10	11	12	13	14
$l=$ 0,35	1,72	1,84	1,95	2,06	2,16	2,25	2,35	2,44
0,40	1,84	1,97	2,09	2,20	2,31	2,41	2,51	2,60
0,45	1,95	2,09	2,21	2,33	2,45	2,56	2,66	2,76
0,50	2,06	2,20	2,33	2,46	2,58	2,69	2,81	2,91
$l=$ 0,60	2,25	2,41	2,56	2,69	2,83	2,95	3,07	3,19
0,70	2,44	2,60	2,76	2,91	3,05	3,19	3,32	3,44
0,80	2,60	2,78	2,95	3,11	3,26	3,41	3,55	3,68
0,90	2,76	2,95	3,13	3,30	3,46	3,62	3,76	3,91
$l=$ 1,00	2,91	3,11	3,30	3,48	3,65	3,81	3,97	4,12
1,20	3,19	3,41	3,62	3,81	4,00	4,17	4,35	4,51
1,40	3,44	3,68	3,91	4,12	4,32	4,51	4,69	4,87
1,60	3,68	3,94	4,17	4,40	4,62	4,82	5,02	5,21
1,80	3,91	4,17	4,43	4,67	4,90	5,11	5,32	5,52
$l=$ 2,00	4,12	4,40	4,67	4,92	5,16	5,39	5,61	5,82
2,50	4,60	4,92	5,22	5,50	5,77	6,03	6,27	6,51
3,00	5,04	5,39	5,72	6,03	6,32	6,60	6,87	7,13
3,50	5,45	5,82	6,17	6,51	6,83	7,13	7,42	7,70

*) Für N (indic. oder Netto) > 1000 schätze man vorläufig den Hub l und nehme c aus dem rechts nebenstehenden Tabellchen.

Tabelle II.

Vorläufige Wirkungsgrade η nebst $\frac{1}{\eta}$

(in der Gegend der meist gebräuchlichen Füllungen).

A. Für die Zweicylinder-Auspuff-Maschinen.

$\frac{N_n}{c}$ Pfdk. (Netto)	$\frac{N_i}{c}$ Pfdk. (indic.)	η	$\frac{1}{\eta}$	$\frac{N_n}{c}$ Pfdk. (Netto)	$\frac{N_i}{c}$ Pfdk. (indic.)	η	$\frac{1}{\eta}$
10	13,7	0,729	1,372	150	181	0,829	1,206
11	15,0	0,731	1,368	160	193	0,830	1,204
12	16,3	0,734	1,363	170	204	0,832	1,202
13	17,6	0,736	1,359	180	216	0,833	1,200
14	19,0	0,738	1,354	190	228	0,835	1,198
15	20,3	0,741	1,350	200	239	0,836	1,196
16	21,5	0,743	1,346	220	262	0,838	1,193
17	22,8	0,745	1,343	240	285	0,841	1,189
18	24,1	0,747	1,339	260	308	0,843	1,186
19	25,4	0,749	1,336	280	331	0,846	1,183
20	26,6	0,751	1,332	300	354	0,848	1,179
22	29,1	0,754	1,326	320	377	0,849	1,178
24	31,6	0,758	1,320	340	400	0,850	1,176
26	34,1	0,761	1,314	360	423	0,851	1,175
28	36,6	0,765	1,308	380	446	0,852	1,174
30	39,1	0,768	1,302	400	469	0,853	1,172
32	41,5	0,771	1,297	420	492	0,854	1,171
34	43,9	0,774	1,292	440	515	0,855	1,170
36	46,3	0,777	1,287	460	537	0,856	1,168
38	48,7	0,780	1,282	480	560	0,857	1,167
40	51,1	0,783	1,277	500	583	0,858	1,166
42	53,5	0,785	1,275	550	639	0,860	1,163
44	55,9	0,786	1,272	600	696	0,862	1,161
46	58,4	0,788	1,269	650	752	0,863	1,158
48	60,8	0,789	1,267	700	808	0,865	1,156
50	63,2	0,791	1,264	750	865	0,867	1,153
55	69,2	0,794	1,260	800	922	0,868	1,153
60	75,2	0,797	1,255	850	979	0,868	1,152
65	81,1	0,800	1,250	900	1036	0,869	1,151
70	87,1	0,803	1,245	950	1093	0,869	1,150
75	93,1	0,806	1,241	1000	1149	0,870	1,149
80	98,9	0,809	1,237	1100	1262	0,871	1,148
85	104,7	0,811	1,233	1200	1374	0,873	1,146
90	110,5	0,814	1,229	1300	1486	0,874	1,144
95	116,3	0,816	1,225	1400	1598	0,876	1,142
100	122	0,819	1,221	1500	1711	0,877	1,140
110	134	0,821	1,218	1600	1822	0,878	1,139
120	146	0,823	1,215	1700	1933	0,879	1,138
130	157	0,825	1,212	1800	2045	0,880	1,136
140	169	0,827	1,209	1900	2156	0,881	1,135
150	181	0,829	1,206	2000	2268	0,882	1,134

Zu Tab. II.

Vorläufige Wirkungsgrade η nebst $\frac{1}{\eta}$

(in der Gegend der meist gebräuchlichen Füllungen).

B. Für die Dreicylinder-Condens.-Maschinen.

$\frac{N_n}{c}$ Pfdk. (Netto)	$\frac{N_i}{c}$ Pfdk. (indic.)	η	$\frac{1}{\eta}$	$\frac{N_n}{c}$ Pfdk. (Netto)	$\frac{N_i}{c}$ Pfdk. (indic.)	η	$\frac{1}{\eta}$
20	28,5	0,701	1,426	200	251	0,797	1,255
22	31,1	0,705	1,418	220	257	0,798	1,253
24	33,8	0,709	1,410	240	300	0,799	1,251
26	36,4	0,713	1,403	260	325	0,801	1,249
28	39,0	0,717	1,395	280	349	0,802	1 247
30	41,6	0,721	1,387	300	374	0,803	1,245
32	44,2	0,724	1,382	320	398	0,804	1,244
34	46,7	0,727	1,376	340	422	0,805	1,242
36	49,3	0,729	1,371	360	446	0,806	1,241
38	51,9	0,732	1,366	380	471	0,807	1,239
40	54,4	0,735	1,361	400	495	0,808	1,238
42	56,9	0,738	1,356	420	519	0,809	1,236
44	59,4	0,740	1,351	440	543	0,810	1,235
46	61,9	0,743	1,346	460	567	0,811	1,233
48	64,3	0,745	1,342	480	591	0,812	1,232
50	66,8	0,748	1,337	500	615	0,813	1,230
55	73,0	0,752	1,330	550	675	0,815	1,228
60	79,2	0,756	1,323	600	735	0,816	1,225
65	85,3	0,760	1,316	650	794	0,818	1,223
70	91,5	0,764	1,309	700	854	0,819	1,220
75	97,7	0,768	1,302	750	914	0,821	1,218
80	103,9	0,770	1,299	800	973	0,822	1,217
85	110,1	0,771	1,297	850	1033	0,823	1,216
90	116,4	0,773	1,294	900	1093	0,823	1,215
95	122,6	0,774	1,291	950	1152	0 824	1,213
100	128,9	0,776	1,289	1000	1212	0,825	1,212
110	141,0	0,779	1,284	1100	1330	0,827	1,209
120	153,2	0,782	1,279	1200	1447	0,829	1,206
130	165,3	0,785	1,274	1300	1564	0,831	1,203
140	177,5	0,788	1,269	1400	1682	0,833	1,200
150	189,6	0,791	1,264	1500	1799	0,834	1,199
160	201,9	0,792	1,262	1600	1916	0,835	1,198
170	214,2	0,793	1,260	1700	2033	0,836	1,196
180	226,4	0,795	1,258	1800	2150	0,837	1,195
190	238,7	0,796	1,257	1900	2267	0,838	1,193
200	250,9	0,797	1,255	2000	2384	0,839	1,192

Die Wirkungsgrade η und ihre reciproken Werthe $\frac{1}{\eta}$ sind in allen betreffenden Tabellen möglichst ausführlich behandelt, damit man beim Gebrauch dieser Tabellen jeglicher Interpolation überhoben sei.

Tab. III. A.

Indicierte Spannungen p_i (in Kgr. od. Atm.)

mit unterhalb angesetzten (eingeklammerten) reciproken Werthen $\frac{1}{p_i}$

bei den Zweicylinder-Auspuff-Maschinen mit Expans.-Steuerung,

mit Dampfhemd mindestens am Hochdruckcylinder, im Mittel zwischen ausgiebig geheiztem und nicht geheiztem Receiver, bezw. für bloss äusserlich geheizten Receiver.

Absol. Admiss.-Spannung p in Atmosph. (Kgr. pro Qu.-Centm.) — Red. Füllung $\frac{l_1}{l}$ =	0,25	0,20	0,15	0,125	0,10	0,08	0,07	0,06
p = 7	2,735 (0,366)	2,291 (0,437)	1,766 (0,566)	1,479 (0,676)	.	.	.	.
7½	2,996 (0,334)	2,522 (0,397)	1,964 (0,509)	1,653 (0,605)	.	.	.	.
p = 8	3,257 (0,307)	2,752 (0,363)	2,162 (0,463)	1,826 (0,548)	1,458 (0,686)	.	.	.
8½	3,514 (0,285)	2,980 (0,336)	2,353 (0,425)	1,996 (0,501)	1,608 (0,622)	.	.	.
p = 9	3,770 (0,265)	3,207 (0,312)	2,545 (0,393)	2,167 (0,462)	1,757 (0,569)	1,389 (0,720)	.	.
9½	4,023 (0,249)	3,431 (0,291)	2,732 (0,366)	2,333 (0,429)	1,904 (0,525)	1,515 (0,660)	.	.
p = 10	4,275 (0,234)	3,655 (0,274)	2,920 (0,343)	2,500 (0,400)	2,050 (0,488)	1,640 (0,610)	1,425 (0,702)	.
10½	4,520 (0,221)	3,876 (0,258)	3,107 (0,322)	2,668 (0,375)	2,194 (0,456)	1,765 (0,567)	1,539 (0,650)	.
p = 11	4,770 (0,210)	4,097 (0,244)	3,294 (0,304)	2,835 (0,353)	2,338 (0,428)	1,890 (0,529)	1,654 (0,605)	1,403 (0,713)
11½	5,020 (0,199)	4,317 (0,232)	3,481 (0,287)	3,003 (0,333)	2,482 (0,403)	2,015 (0,496)	1,768 (0,566)	1,506 (0,664)
p = 12	5,270 (0,190)	4,538 (0,220)	3,668 (0,273)	3,170 (0,315)	2,626 (0,381)	2,140 (0,467)	1,882 (0,531)	1,610 (0,621)
12½	5,511 (0,181)	4,752 (0,210)	3,850 (0,260)	3,333 (0,300)	2,766 (0,362)	2,261 (0,442)	1,992 (0,502)	1,709 (0,585)
p = 13	5,753 (0,174)	4,967 (0,201)	4,031 (0,248)	3,495 (0,286)	2,905 (0,344)	2,382 (0,420)	2,102 (0,476)	1,809 (0,553)
13½	5,994 (0,167)	5,181 (0,193)	4,213 (0,237)	3,658 (0,273)	3,044 (0,329)	2,502 (0,400)	2,212 (0,452)	1,908 (0,524)
p = 14	6,235 (0,160)	5,395 (0,185)	4,394 (0,228)	3,820 (0,262)	3,183 (0,314)	2,623 (0,381)	2,322 (0,431)	2,007 (0,498)

Bei der Compression des Vorderdampfes gleichmässig in beiden Cylindern, im Hochdruckcylinder bis zu einer Endspannung $= p$, ist von dem jeweiligen Betrage der indicierten Spannung p_i (bei einem schädl. Raume von durchschnittl. 4 %) der Betrag Δ zu subtrahieren, und zwar:

für p =	7	7½	8	8½	9	9½	10	11	12	13	14
Δ =	0,096	0,108	0,120	0,132	0,145	0,156	0,168	0,187	0,202	0,216	0,226

Bei grösseren oder kleineren schädlichen Räumen wäre Δ beiläufig in demselben Verhältnisse zu vergrössern oder zu verkleinern.

Bei ausgiebiger Heizung kann p_i etwa um 4 bis 7 % mehr, bei mangelnder Heizung um ebenso viel weniger betragen.

Für **Coulissen-Steuerung** nach Gooch od. Stephenson od. dgl. bei **Locomotiven**, sei es Compound- oder Woolf-Zwilling-System, sind die tabellarischen Ansätze von p_i mit den folgenden Coëfficienten zu multiplicieren.

Absol. Admiss.-Spann. p (Kgr. od. Atm.) — Red. Füllung $\frac{l_1}{l}$ =	0.25	0,20	0.15	0.125	0.10	0,08	0,07	0,06
p = 7	0,897	0,879	0,860	0,835	.	.	.	.
8	0,900	0,884	0,867	0,843	0,826	.	.	.
9	0,902	0,888	0,869	0,849	0,834	0,815	.	.
10	0,904	0,889	0,874	0,855	0,840	0,822	0,813	.
p = 11	0,906	0,892	0,877	0,859	0,846	0,828	0,818	0,810
12	0,907	0,894	0,879	0,861	0,848	0,832	0,823	0,814
13	0,908	0,895	0,881	0,865	0,852	0,837	0,828	0,820
14	0,909	0,896	0,883	0,866	0,855	0,839	0,831	0,824

Tab. III. B.

Indicierte Spannungen p_i (in Kgr. od. Atm.)

mit unterhalb angesetzten (eingeklammerten) reciproken Werthen $\frac{1}{p_i}$

bei den Dreicylinder-Condens.-Maschinen (als Dreimal-Expans.-Masch.)

mit Dampfhemd mindestens am Hochdruck-Cylinder,
im Mittel zwischen ausgiebig geheizten und nicht geheizten Receivern,
bezw. für bloss **äusserlich geheizte** Receiver.

Red. Füllung $\frac{l_1}{l}$ =	0,15	0,125	0,10	0,08	0,07	0,06	0,05	0,04	0,035	0,03	0,025	0,02
Absol. Admiss.-Spannung p in Atmosph. (Kgr. pro Qu.-Centim.) p = 7	2,475 (0,404)	2,199 (0,455)	1,891 (0,529)	1,628 (0,614)	1,485 (0,674)	1,331 (0,752)	1,170 (0,855)	1,002 (0,999)	0,911 (1,098)	0,816 (1,226)	0,722 (1,386)	0,620 (1,613)
7½	2,658 (0,376)	2,362 (0,423)	2,033 (0,492)	1,751 (0,571)	1,598 (0,626)	1,433 (0,698)	1,260 (0,794)	1,080 (0,926)	0,981 (1,019)	0,880 (1,136)	0,778 (1,285)	0,669 (1,494)
p = 8	2,842 (0,352)	2,526 (0,396)	2,176 (0,460)	1,874 (0,534)	1,710 (0,585)	1,536 (0,651)	1,350 (0,741)	1,158 (0,864)	1,052 (0,951)	0,944 (1,059)	0,834 (1,199)	0,718 (1,392)
8½	3,023 (0,331)	2,687 (0,372)	2,317 (0,432)	1,995 (0,501)	1,821 (0,549)	1,637 (0,611)	1,437 (0,696)	1,233 (0,811)	1,120 (0,893)	1,006 (0,995)	0,888 (1,126)	0,765 (1,307)
p = 9	3,204 (0,312)	2,848 (0,351)	2,458 (0,407)	2,116 (0,473)	1,932 (0,518)	1,738 (0,576)	1,525 (0,656)	1,309 (0,764)	1,189 (0,841)	1,067 (0,937)	0,942 (1,062)	0,811 (1,232)
9½	3,382 (0,296)	3,007 (0,333)	2,596 (0,385)	2,236 (0,447)	2,041 (0,490)	1,836 (0,545)	1,610 (0,621)	1,382 (0,724)	1,254 (0,797)	1,126 (0,888)	0,994 (1,007)	0,856 (1,169)
p = 10	3,560 (0,281)	3,165 (0,316)	2,735 (0,366)	2,355 (0,425)	2,150 (0,465)	1,935 (0,517)	1,695 (0,590)	1,455 (0,687)	1,320 (0,758)	1,185 (0,844)	1,045 (0,957)	0,900 (1,111)
10½	3,738 (0,268)	3,324 (0,301)	2,873 (0,348)	2,473 (0,404)	2,259 (0,443)	2,033 (0,492)	1,781 (0,562)	1,528 (0,654)	1,387 (0,721)	1,244 (0,804)	1,096 (0,912)	0,943 (1,060)
p = 11	3,915 (0,255)	3,484 (0,287)	3,011 (0,332)	2,592 (0,385)	2,367 (0,422)	2,131 (0,469)	1,867 (0,536)	1,602 (0,624)	1,453 (0,688)	1,303 (0,768)	1,148 (0,871)	0,986 (1,014)
11½	4,093 (0,244)	3,643 (0,275)	3,149 (0,318)	2,710 (0,369)	2,476 (0,404)	2,229 (0,449)	1,953 (0,512)	1,675 (0,597)	1,520 (0,658)	1,362 (0,734)	1,199 (0,834)	1,029 (0,972)
p = 12	4,270 (0,234)	3,802 (0,263)	3,286 (0,304)	2,828 (0,354)	2,584 (0,387)	2,326 (0,430)	2,038 (0,491)	1,748 (0,572)	1,586 (0,631)	1,420 (0,704)	1,250 (0,800)	1,072 (0,933)
12½	4,445 (0,225)	3,959 (0,253)	3,421 (0,292)	2,943 (0,340)	2,690 (0,372)	2,421 (0,413)	2,121 (0,471)	1,818 (0,550)	1,649 (0,606)	1,476 (0,678)	1,297 (0,771)	1,112 (0,900)
p = 13	4,619 (0,217)	4,115 (0,243)	3,556 (0,281)	3,058 (0,327)	2,796 (0,358)	2,516 (0,397)	2,204 (0,454)	1,888 (0,530)	1,712 (0,584)	1,531 (0,653)	1,345 (0,744)	1,151 (0,869)
13½	4,793 (0,209)	4,272 (0,234)	3,691 (0,271)	3,172 (0,315)	2,901 (0,345)	2,611 (0,383)	2,287 (0,437)	1,957 (0,511)	1,775 (0,563)	1,587 (0,630)	1,392 (0,719)	1,190 (0,840)
p = 14	4,967 (0,201)	4,428 (0,226)	3,826 (0,261)	3,287 (0,304)	3,007 (0,333)	2,706 (0,370)	2,370 (0,422)	2,027 (0,493)	1,838 (0,544)	1,642 (0,609)	1,439 (0,695)	1,229 (0,814)

Bei der Compression des Vorderdampfes gleichmässig in allen drei Cylindern, im Hochdruckcylinder bis zu einer Endspannung = p, ist von dem jeweiligen Betrage der indicierten Spannung p_i (bei einem schädl. Raume von durchschnittl. 4 %) der Betrag Δ zu subtrahieren, und zwar:

für p =	7	7½	8	8½	9	9½	10	11	12	13	14
Δ =	0,093	0,096	0,099	0,102	0,106	0,110	0,115	0,126	0,141	0,159	0,183

Bei grösseren oder kleineren schädlichen Räumen wäre Δ beiläufig in demselben Verhältnisse zu vergrössern oder zu verkleinern.

Bei ausgiebiger Heizung kann p_i etwa um **6** bis 8 % mehr, bei mangelnder Heizung um ebenso viel weniger betragen.

Tab. IV. A.

Leergangs-Widerstands-Spannung r_0 (Kgr. od. Atm.) und Coëfficient μ der zusätzlichen Reibung nebst $\frac{1}{1+\mu}$ bei den Zweicylinder-Auspuff-Maschinen.

Kolben-Durchm. (grosser) D Met.	Werthe von r_0, wenn die Maschine gebaut ist für eine Admiss.-Spannung (p in Kgr. od. Atmosph.):											μ	$\frac{1}{1+\mu}$	Kolben-Durchm. (grosser) D Met.
	7	7½	8	8½	9	9½	10	11	12	13	14			
0,15	0,378	0,382	0,386	0,389	0,393	0,396	0,400	0,406	0,412	0,418	0,424	0,133	0,882	0,15
16	0,365	0,368	0,372	0,376	0,379	0,383	0,386	0,393	0,399	0,405	0,411	0,132	0,884	16
17	0,351	0,355	0,359	0,363	0,366	0,370	0,373	0,379	0,386	0,392	0,397	0,130	0,885	17
18	0,338	0,342	0,346	0,349	0,353	0,356	0,360	0,366	0,372	0,378	0,384	0,128	0,886	18
19	0,325	0,329	0,332	0,336	0,340	0,343	0,346	0,353	0,359	0,365	0,371	0,127	0,888	19
0,20	0,311	0,315	0,319	0,322	0,326	0,330	0,333	0,339	0,346	0,351	0,357	0,125	0,889	0,20
22	0,298	0,302	0,306	0,309	0,313	0,316	0,320	0,326	0,332	0,338	0,344	0,122	0,891	22
24	0,285	0,288	0,292	0,296	0,299	0,303	0,306	0,313	0,319	0,325	0,331	0,119	0,893	24
26	0,271	0,275	0,279	0,283	0,286	0,290	0,293	0,299	0,306	0,312	0,317	0,117	0,896	26
28	0,258	0,262	0,266	0,269	0,273	0,276	0,280	0,286	0,292	0,298	0,304	0,114	0,898	28
0,30	0,244	0,248	0,252	0,256	0,259	0,263	0,266	0,273	0,279	0,285	0,290	0,111	0,900	0,30
32	0,238	0,242	0,245	0,249	0,253	0,256	0,259	0,266	0,272	0,278	0,284	0,109	0,902	32
34	0,231	0,235	0,239	0,242	0,246	0,249	0,253	0,259	0,265	0,271	0,277	0,107	0,904	34
36	0,224	0,228	0,232	0,236	0,239	0,243	0,246	0,253	0,259	0,265	0,270	0,105	0,905	36
38	0,218	0,222	0,225	0,229	0,233	0,236	0,239	0,246	0,252	0,258	0,264	0,102	0,907	38
0,40	0,211	0,215	0,219	0,222	0,226	0,230	0,233	0,239	0,246	0,251	0,257	0,100	0,909	0,40
42	0,207	0,211	0,215	0,218	0,222	0,226	0,229	0,235	0,242	0,247	0,253	0,098	0,911	42
44	0,203	0,207	0,211	0,214	0,218	0,222	0,225	0,231	0,238	0,243	0,249	0,096	0,912	41
46	0,199	0,203	0,207	0,210	0,214	0,218	0,221	0,227	0,234	0,239	0,245	0,095	0,914	46
48	0,195	0,199	0,203	0,206	0,210	0,214	0,217	0,223	0,230	0,235	0,241	0,093	0,915	48
0,50	0,191	0,195	0,199	0,202	0,206	0,210	0,213	0,219	0,226	0,231	0,237	0,091	0,917	0,50
55	0,186	0,190	0,194	0,197	0,201	0,204	0,208	0,214	0,220	0,226	0,232	0,088	0,920	55
60	0,181	0,184	0,188	0,192	0,195	0,199	0,202	0,209	0,215	0,221	0,227	0,084	0,922	60
65	0,175	0,179	0,183	0,187	0,190	0,194	0,197	0,203	0,210	0,216	0,221	0,081	0,925	65
70	0,170	0,174	0,178	0,181	0,185	0,188	0,192	0,198	0,204	0,210	0,216	0,077	0,928	70
0,75	0,164	0,168	0,172	0,176	0,179	0,183	0,186	0,193	0,199	0,205	0,210	0,074	0,931	0,75
80	0,162	0,166	0,169	0,173	0,177	0,180	0,183	0,190	0,196	0,202	0,208	0,072	0,933	80
85	0,159	0,163	0,167	0,170	0,174	0,177	0,181	0,187	0,193	0,199	0,205	0,070	0,935	85
90	0,156	0,160	0,164	0,168	0,171	0,175	0,178	0,185	0,191	0,197	0,202	0,067	0,937	90
95	0,154	0,158	0,161	0,165	0,169	0,172	0,175	0,182	0,188	0,194	0,200	0,065	0,939	95
1,00	0,151	0,155	0,159	0,162	0,166	0,170	0,173	0,179	0,186	0,191	0,197	0,063	0,941	1,00
10	0,148	0,152	0,156	0,160	0,163	0,167	0,170	0,177	0,183	0,189	0,194	0,062	0,942	10
20	0,146	0,150	0,153	0,157	0,161	0,164	0,167	0,174	0,180	0,186	0,192	0,061	0,943	20
30	0,143	0,147	0,151	0,154	0,158	0,161	0,165	0,171	0,177	0,183	0,189	0,060	0,944	30
40	0,140	0,144	0,148	0,152	0,155	0,159	0,162	0,169	0,175	0,181	0,186	0,059	0,944	40
1,50	0,138	0,142	0,146	0,149	0,153	0,156	0,160	0,166	0,172	0,178	0,184	0,058	0,945	1,50
60	0,137	0,140	0,144	0,148	0,151	0,155	0,158	0,165	0,171	0,177	0,183	0,057	0,946	60
70	0,135	0,139	0,143	0,147	0,150	0,154	0,157	0,163	0,170	0,176	0,181	0,056	0,947	70
80	0,134	0,138	0,142	0,145	0,149	0,152	0,156	0,162	0,168	0,174	0,180	0,056	0,947	80
90	0,133	0,137	0,140	0,144	0,148	0,151	0,154	0,161	0,167	0,173	0,179	0,055	0,948	90
2,00	0,131	0,135	0,139	0,142	0,146	0,150	0,153	0,159	0,166	0,171	0,177	0,054	0,949	2,00
20	0,130	0,134	0,138	0,141	0,145	0,148	0,152	0,158	0,164	0,170	0,176	0,053	0,950	20
40	0,129	0,132	0,136	0,140	0,143	0,147	0,150	0,157	0,163	0,169	0,175	0,052	0,951	40
60	0,127	0,131	0,135	0,139	0,142	0,146	0,149	0,155	0,162	0,168	0,173	0,050	0,952	60
80	0,126	0,130	0,134	0,137	0,141	0,144	0,148	0,154	0,160	0,166	0,172	0,049	0,953	80
3,00	0,124	0,128	0,132	0,136	0,139	0,143	0,146	0,153	0,159	0,165	0,170	0,048	0,955	3,00

Note. Der Widerstand r_0 kann sich bei exacten Maschinen (namentlich aber bei leichteren Schwungrädern) um ein Beträchtliches (vielleicht um 25 %), μ jedoch kaum erheblich geringer gestalten, als die obigen Ansätze, welche eine gewisse Sicherheit der Berechnung, ein mässiges „Zugeben" anstreben.

Tab. IV. B.

Leergangs-Widerstands-Spannung r_0 (Kgr. od. Atm.)

und Coëfficient μ der zusätzlichen Reibung nebst $\frac{1}{1+\mu}$

bei den Dreicylinder-Condens.-Maschinen.

Kolben-Durchm. (grosser) D Met.	Werthe von r_0, wenn die Maschine gebaut ist für eine Admiss.-Spannung (p in Kgr. od. Atmosph.):											μ	$\frac{1}{1+\mu}$	Kolben-Durchm. (grosser) D Met.
	7	7½	8	8½	9	9½	10	11	12	13	14			
0,15	0,657	0,662	0,666	0,671	0,675	0,679	0,683	0,691	0,698	0,705	0,712	0,133	0,882	**0,15**
16	0,632	0,637	0,641	0,646	0,650	0,654	0,658	0,666	0,673	0,680	0,687	0,132	0,884	**16**
17	0,607	0,612	0,616	0,621	0,625	0,629	0,633	0,641	0,648	0,655	0,662	0,130	0,885	**17**
18	0,582	0,587	0,591	0,596	0,600	0,604	0,608	0,616	0,623	0,630	0,637	0,128	0,886	**18**
19	0,557	0,562	0,566	0,571	0,575	0,579	0,583	0,591	0,598	0,605	0,612	0,127	0,888	**19**
0,20	0,532	0,537	0,541	0,546	0,550	0,554	0,558	0,566	0,573	0,580	0,587	0,125	0,889	**0,20**
22	0,507	0,512	0,516	0,521	0,525	0,529	0,533	0,541	0,548	0,555	0,562	0,122	0,891	**22**
24	0,482	0,487	0,491	0,496	0,500	0,504	0,508	0,516	0,523	0,530	0,537	0,119	0,893	**24**
26	0,457	0,462	0,466	0,471	0,475	0,479	0,483	0,491	0,498	0,505	0,512	0,117	0,896	**26**
28	0,432	0,437	0,441	0,446	0,450	0,454	0,458	0,466	0,473	0,480	0,487	0,114	0,898	**28**
0,30	0,407	0,412	0,416	0,421	0,425	0,429	0,433	0,441	0,448	0,455	0,462	0,111	0,900	**0,30**
32	0,395	0,399	0,404	0,408	0,413	0,417	0,421	0,428	0,436	0,443	0,450	0,109	0,902	**32**
34	0,382	0,387	0,391	0,396	0,400	0,404	0,408	0,416	0,423	0,430	0,437	0,107	0,904	**34**
36	0,370	0,374	0,379	0,383	0,388	0,392	0,396	0,403	0,411	0,418	0,425	0,105	0,905	**36**
38	0,357	0,362	0,366	0,371	0,375	0,379	0,383	0,391	0,398	0,405	0,412	0,102	0,907	**38**
0,40	0,345	0,349	0,354	0,358	0,363	0,367	0,371	0,378	0,386	0,393	0,400	0,100	0,909	**0,40**
42	0,337	0,342	0,346	0,351	0,355	0,359	0,363	0,371	0,378	0,385	0,392	0,098	0,911	**42**
44	0,330	0,334	0,339	0,343	0,348	0,352	0,356	0,363	0,371	0,378	0,385	0,096	0,912	**44**
46	0,322	0,327	0,331	0,336	0,340	0,344	0,348	0,356	0,363	0,370	0,377	0,095	0,914	**46**
48	0,315	0,319	0,324	0,328	0,333	0,337	0,341	0,348	0,356	0,363	0,370	0,093	0,915	**48**
0,50	0,307	0,312	0,316	0,321	0,325	0,329	0,333	0,341	0,348	0,355	0,362	0,091	0,917	**0,50**
55	0,297	0,302	0,306	0,311	0,315	0,319	0,323	0,331	0,338	0,345	0,352	0,088	0,920	**55**
60	0,287	0,292	0,296	0,301	0,305	0,309	0,313	0,321	0,328	0,335	0,342	0,084	0,922	**60**
65	0,277	0,282	0,286	0,291	0,295	0,299	0,303	0,311	0,318	0,325	0,332	0,081	0,925	**65**
70	0,267	0,272	0,276	0,281	0,285	0,289	0,293	0,301	0,308	0,315	0,322	0,077	0,928	**70**
0,75	0,257	0,262	0,266	0,271	0,275	0,279	0,283	0,291	0,298	0,305	0,312	0,074	0,931	**0,75**
80	0,252	0,257	0,261	0,266	0,270	0,274	0,278	0,286	0,293	0,300	0,307	0,072	0,933	**80**
85	0,247	0,252	0,256	0,261	0,265	0,269	0,273	0,281	0,288	0,295	0,302	0,070	0,935	**85**
90	0,242	0,247	0,251	0,256	0,260	0,264	0,268	0,276	0,283	0,290	0,297	0,067	0,937	**90**
95	0,237	0,242	0,246	0,251	0,255	0,259	0,263	0,271	0,278	0,285	0,292	0,065	0,939	**95**
1,00	0,232	0,237	0,241	0,246	0,250	0,254	0,258	0,266	0,273	0,280	0,287	0,063	0,941	**1,00**
10	0,227	0,232	0,236	0,241	0,245	0,249	0,253	0,261	0,268	0,275	0,282	0,062	0,942	**10**
20	0,222	0,227	0,231	0,236	0,240	0,244	0,248	0,256	0,263	0,270	0,277	0,061	0,943	**20**
30	0,217	0,222	0,226	0,231	0,235	0,239	0,243	0,251	0,258	0,265	0,272	0,060	0,944	**30**
40	0,212	0,217	0,221	0,226	0,230	0,234	0,238	0,246	0,253	0,260	0,267	0,059	0,944	**40**
1,50	0,207	0,212	0,216	0,221	0,225	0,229	0,233	0,241	0,248	0,255	0,262	0,058	0,945	**1,50**
60	0,205	0,209	0,214	0,218	0,223	0,227	0,231	0,238	0,246	0,253	0,260	0,057	0,946	**60**
70	0,202	0,207	0,211	0,216	0,220	0,224	0,228	0,236	0,243	0,250	0,257	0,056	0,947	**70**
80	0,200	0,204	0,209	0,213	0,218	0,222	0,226	0,233	0,241	0,248	0,255	0,056	0,947	**80**
90	0,197	0,202	0,206	0,211	0,215	0,219	0,223	0,231	0,238	0,245	0,252	0,055	0,948	**90**
2,00	0,195	0,199	0,204	0,208	0,213	0,217	0,221	0,228	0,236	0,243	0,250	0,054	0,949	**2,00**
20	0,192	0,197	0,201	0,206	0,210	0,214	0,218	0,226	0,233	0,240	0,247	0,053	0,950	**20**
40	0,190	0,194	0,199	0,203	0,208	0,212	0,216	0,223	0,231	0,238	0,245	0,052	0,951	**40**
60	0,187	0,192	0,196	0,201	0,205	0,209	0,213	0,221	0,228	0,235	0,242	0,050	0,952	**60**
80	0,185	0,189	0,194	0,198	0,203	0,207	0,211	0,218	0,226	0,233	0,240	0,049	0,953	**80**
3,00	0,182	0,187	0,191	0,196	0,200	0,204	0,208	0,216	0,223	0,230	0,237	0,048	0,955	**3,00**

Note. Der Widerstand r_0 kann sich bei exacten Maschinen (namentlich aber bei leichteren Schwungrädern) um ein Beträchtliches (vielleicht um 25 %), μ jedoch kaum erheblich geringer gestalten, als die obigen Ansätze, welche eine gewisse Sicherheit der Berechnung, ein mässiges „Zugeben“ anstreben.

Tab. V. A.

Dampf-Consum der Zweicylinder-Auspuff-Maschinen

mit Expans.-Steuerung nach Meyer, Corliss od. dgl. im Mittel zwischen ausgiebig geheiztem und nicht geheiztem Receiver, bezw. für bloss äusserlich geheizten Receiver.

1. Nutzbarer Dampfverbrauch C_i pro indic. Pfdk. und Stde. in Kgr.

Füllung $\frac{l_1}{l}$ = (reduc.)	0,25	0,20	0,15	0,125	0,10	0,08	0,07	0,06
p = 8	8,32	7,98	7,80	7,80	7,99	.	.	.
8½	8,16	7,80	7,59	7,56	7,69	.	.	.
9	8,00	7,62	7,37	7,32	7,39	7,69	.	.
9½	7,84	7,44	7,16	7,08	7,09	7,31	.	.
p = 10	7,69	7,25	6,94	6,84	6,79	6,93	7,07	.
11	7,54	7,10	6,75	6,62	6,54	6,61	6,72	6,93
12	7,40	6,96	6,56	6,41	6,29	6,30	6,37	6,50
13	7,30	6,84	6,41	6,24	6,11	6,08	6,16	6,25
14	7,21	6,72	6,26	6,08	5,93	5,86	5,95	6,01
Mit Coulisse mehr um	7 %	8 %	9 %	11 %	12 %	13 %	14 %	15 %

Bei ausgiebiger Heizung kann C_i um 4 bis 7 % geringer, bei mangelnder Heizung um ebensoviel grösser angenommen werden.

2. Werthe von $\sqrt{c}\ C_i''$ zur Bestimmung des Abkühlungs-Verlustes C_i'

pro indic. Pfdk. und Stunde in Kgr.

(mit dem Correct.-Coëffic. des unteren Tabellchens zu multiplicieren.)

Füllung $\frac{l_1}{l}$ = (reduc.)	0,25	0,20	0,15	0,125	0,10	0,08	0,07	0,06
p = 8	3,36	3,66	4,25	4,76	5,60	.	.	.
8½	3,27	3,53	4,06	4,53	5,30	.	.	.
9	3,18	3,40	3,87	4,30	5,00	5,98	.	.
9½	3,09	3,26	3,68	4,07	4,69	5,56	.	.
p = 10	3,00	3,13	3,49	3,84	4,39	5,15	5,72	.
11	2,86	2,96	3,26	3,56	4,02	4,64	5,15	5,84
12	2,71	2,79	3,02	3,27	3,66	4,13	4,58	5,13
13	2,63	2,68	2,87	3,08	3,41	3,84	4,22	4,70
14	2,55	2,58	2,72	2,88	3,17	3,56	3,86	4,28

Für Coulissen-Steuerung sind die tabellarischen Ansätze um etwa 10 % zu erhöhen. Für ausgiebige Heizung und ebenso für mangelnde Heizung des Receivers können diese Ansätze ungeändert beibehalten werden, vorausgesetzt, dass der Hochdruckcylinder in jedem Falle ein Dampfhemd besitzt.

Corrections-Coëfficient für den Abkühlungsverlust C_i' bei dem jeweiligen Hubverhältnisse $l':D'$ und bei der jeweiligen Füllung $\frac{l_1'}{l'}$ des Hochdruckcylinders.

Füllung $\frac{l_1'}{l'}$ =	0.7	0,6	0,5	0,4	0 333	0,3	0,25	0,20	0,15	0,125
$l':D'$ = 0,6	0,56	0,58	0 60	0,63	0,65	0,67	0,68	0,71	0,73	0,75
0,8	0,62	0,64	0,66	0,68	0,70	0,71	0,73	0,75	0,77	0,78
1,0	0,68	0,70	0,72	0,74	0,75	0,76	0,77	0,79	0,81	0 82
$l':D'$ = 1,2	0,75	0 76	0,77	0,79	0,80	0,81	0 82	0,83	0,84	0,85
1,4	0,81	0,82	0,83	0,84	0,85	0,86	0,86	0,87	0,88	0,89
1,6	0,87	0,88	0,89	0,90	0,90	0,91	0 91	0,92	0,92	0 93
1,8	0,93	0,94	0,94	0,95	0,95	0,95	0,95	0,96	0,96	0,96
2,0	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1

Fortsetzung a. f. S.

3. Dampflässigkeits-Verlust C_i''' siehe Tab. V'. S. 47.

Tab. V. B.

Dampf-Consum der Dreicylinder-Condens.-Maschinen

(als Dreimal-Expansions-Maschinen)
im Mittel zwischen ausgiebig geheizten und nicht geheizten Receivern, bezw. für bloss äusserlich geheizte Receiver.

1. Nutzbarer Dampfverbrauch C_i' pro indic. Pfdk. und Stde. in Kgr.

Füllung $\frac{l_1}{l}$ = (reduc.)	0,10	0,08	0,07	0,06	0,05	0,04	0,035	0,03	0,025	0,02
p = 8	4,95	4,64	4,48	4,31	4,15	3,95	3,84	3,74	3,62	3,47
8½	4,92	4,61	4,45	4,28	4,12	3,92	3,81	3,71	3,59	3,44
9	4,89	4,58	4,42	4,25	4,09	3,89	3,78	3,68	3,56	3,41
9½	4,86	4,55	4,39	4,22	4,06	3,86	3,75	3,65	3,53	3,38
p = 10	.	4,53	4,37	4,20	4,03	3,82	3,73	3,62	3,49	3,34
11	.	4,49	4,32	4,15	3,99	3,78	3,69	3,58	3,45	3,30
12	.	4,46	4,28	4,11	3,95	3,74	3,65	3,54	3,41	3,27
13	.	4,43	4,26	4,09	3,93	3,72	3,63	3,52	3,40	3,26
14	.	4,41	4,24	4,07	3,91	3,70	3,61	3,51	3,39	3,26

Bei ausgiebiger Heizung kann C_i' um 6 bis 8% geringer, bei mangelnder Heizung um ebensoviel grösser angenommen werden.

2. Werthe von $\sqrt{c}\ C_i''$ zur Bestimmung des Abkühlungs-Verlustes C_i''

pro indic. Pfdk. und Stde. in Kgr.
(mit dem Correct.-Coëffic. des unteren Tabellchens zu multiplicieren).

Füllung $\frac{l_1}{l}$ = (reduc.)	0,10	0,08	0,07	0,06	0,05	0,04	0,035	0,03	0,025	0,02
p = 8	2,44	2,54	2,62	2,74	2,93	3,18	3,36	3,62	3,88	4,27
8½	2,40	2,48	2,55	2,66	2,83	3,07	3,25	3,49	3,74	4,12
9	2,36	2,41	2,47	2,58	2,73	2,96	3,13	3,36	3,60	3,97
9½	2,32	2,35	2,40	2,50	2,63	2,85	3,02	3,23	3,46	3,81
p = 10	.	2,28	2,32	2,41	2,54	2,74	2,90	3,09	3,33	3,65
11	.	2,20	2,22	2,30	2,42	2,60	2,74	2,91	3,15	3,45
12	.	2,13	2,13	2,19	2,29	2,45	2,59	2,74	2,96	3,25
13	.	2,07	2,07	2,13	2,21	2,36	2,49	2,63	2,84	3,12
14	.	2,01	2,02	2,06	2,13	2,27	2,38	2,52	2,73	2,99

Für ausgiebige Heizung und eben so für mangelnde Heizung der beiden Receiver können die tabellarischen Ansätze ungeändert beibehalten werden, vorausgesetzt, dass der Hochdruck-Cylinder **in jedem Falle** ein Dampfhemd besitzt.

Fortsetzung des Correct.-Coëffic. für C_i''.

Füllung $\frac{l_1'}{l'}$ =	0.7	0.6	0.5	0.4	0.333	0,3	0,25	0.20	0.15	0.125
l' : D' = 2,0	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1
2,2	1,06	1.06	1,06	1,05	1,05	1,05	1,05	1,04	1,04	1,04
2,4	1,13	1,12	1,11	1,11	1,10	1,10	1,09	1,08	1,08	1,07
2,6	1,19	1,18	1,17	1,16	1,15	1,14	1,14	1,13	1.12	1,11
2,8	1,25	1,24	1,23	1,21	1,20	1,19	1,18	1,17	1,15	1,14
l' : D' = 3,0	1,32	1,30	1,28	1,26	1,25	1,24	1,23	1,21	1,19	1,18
3,5	1,47	1,45	1.43	1,40	1,37	1,36	1.34	1,31	1,29	1,27
4,0	1,63	1,60	1,57	1.53	1,50	1,48	1,45	1,42	1,38	1,36
4,5	1,79	1,75	1,71	1,66	1,62	1,60	1,56	1,52	1,48	1,45
5,0	1,95	1.90	1,85	1,79	1,75	1,72	1,68	1,63	1,58	1,54

Werthe von $\sqrt{c}$ und $\frac{1}{\sqrt{c}}$ siehe Tab. VI. S. 48 und 49.

3. Dampflässigkeits-Verlust C_i''' siehe Tab V'. S. 47.

Vergleichungs - Tabelle

für **alle Verbundmaschinen.** (Zu S. 22 und S. 72—74.)

Cylindervolumen-Verhältnisse (nebst Füllung $\frac{l_1'}{l'}$ des Hochdruckcylinders) für die **gleichmässige Vertheilung der Expansion** auf die Dampfcylinder.

A. **Condens.-Maschinen mit zweimaliger** Expansion. (Zu S. 22.)

$$\frac{l_1'}{l'} = \frac{v}{V} = \sqrt{\frac{l_1}{l}}$$

p ca.	$\frac{l_1}{l}$ reduc.	$\sqrt{\frac{l_1}{l}}$	p ca.	$\frac{l_1}{l}$ reduc.	$\sqrt{\frac{l_1}{l}}$	p ca.	$\frac{l_1}{l}$ reduc.	$\sqrt{\frac{l_1}{l}}$
	0,130	0,361	5	0,100	0,316		0,070	0,265
	0,128	358		0,098	313		0,068	261
4	0,126	355		0,096	310		0,066	257
	0,124	352		0,094	307		0,064	253
	0,122	349		0,092	303	8	0,062	249
	0,120	0,346		0,090	0,300		0,060	0 245
	0,118	344		0,088	297		0,058	241
	0,116	341		0,086	293	9	0,056	237
	0,114	338	6	0,084	290		0,054	232
	0,112	335		0,082	286		0,052	228
	0,110	0,332		0,080	0,283	10	0,050	0,224
	0,108	329		0,078	279		0,048	219
	0,106	326		0,076	276		0,046	214
	0,104	322		0,074	272		0,044	210
	0,102	319	7	0,072	268		0,042	205
5	0,100	0,316		0,070	0,265		0,040	0,200

B. **Auspuff-Maschinen mit zweimaliger** Expansion. (Zu S. 72.)

$$\frac{l_1'}{l'} = \frac{v}{V} = \sqrt{\frac{l_1}{l}}$$

p ca.	$\frac{l_1}{l}$ reduc.	$\sqrt{\frac{l_1}{l}}$	p ca.	$\frac{l_1}{l}$ reduc.	$\sqrt{\frac{l_1}{l}}$	p ca.	$\frac{l_1}{l}$ reduc.	$\sqrt{\frac{l_1}{l}}$
	0,25	0,500		0,130	0,361	15	0,100	0,316
	0,24	490		0,128	358		0,098	313
	0,23	480	12	0,126	355		0,096	310
7	0,22	469		0,124	352		0,094	307
	0,21	458		0,122	349		0,092	303
	0,20	0,447		0,120	0,346		0,090	0,300
8	0,19	436		0,118	344		0,088	297
	0,18	424	13	0,116	341		0,086	293
9	0,17	412		0,114	338		0,084	290
	0,16	400		0,112	335		0,082	286
10	0,150	0,387		0,110	0,332			
	0,145	381	14	0,108	329			
	0,140	374		0,106	326			
11	0,135	367		0,104	322			
	0,130	361		0,102	319			

Zu A und B. Stets giltige Regel: $\frac{l_1'}{l'}\ \frac{v}{V} = \frac{l_1}{l}$

Zu A, B und C. Die Ansätze der Admissions-Spannung p (circa) gelten beiläufig für mittelmässig hohe (günstigste) Expansion und dienen nur als oberflächliche Anhaltspunkte. Genaueres hierüber enthalten die betreffenden Tabellen auf S. **22** und S. **72—74,** welche die Cylindervolumen-Verhältnisse der Verbundmaschinen von anderen Gesichtspunkten (gleichmässige Arbeitsvertheilung etc.) angeben und durch die vorstehenden Tabellen A, B, C ergänzt werden. — Die gleichmässig vertheilte Füllung (resp. Expansion) gibt

C. Condens.-Maschinen mit dreimaliger Expansion.*) (Zu S. 73, 74.)

$$\frac{l_1'}{l'} = \frac{v_1}{v_2} = \frac{v_2}{V} = \sqrt[3]{\frac{l_1}{l}}; \quad \frac{v_1}{V} = \sqrt[3]{\left(\frac{l_1}{l}\right)^2}$$

p ca.	$\frac{l_1}{l}$ reduc.	$\sqrt[3]{\frac{l_1}{l}}$	$\sqrt[3]{\left(\frac{l_1}{l}\right)^2}$
	0,080	0,431	0,186
	0,078	427	183
	0,076	424	179
	0,074	420	176
	0,072	416	173
	0,070	0,412	0,170
	0,068	408	167
	0,066	404	163
	0,064	400	160
8	0,062	396	157
	0,060	0,391	0,153
	0,058	387	150
9	0,056	383	146
	0,054	378	143
	0,052	373	139
10	0,050	0,368	0,136

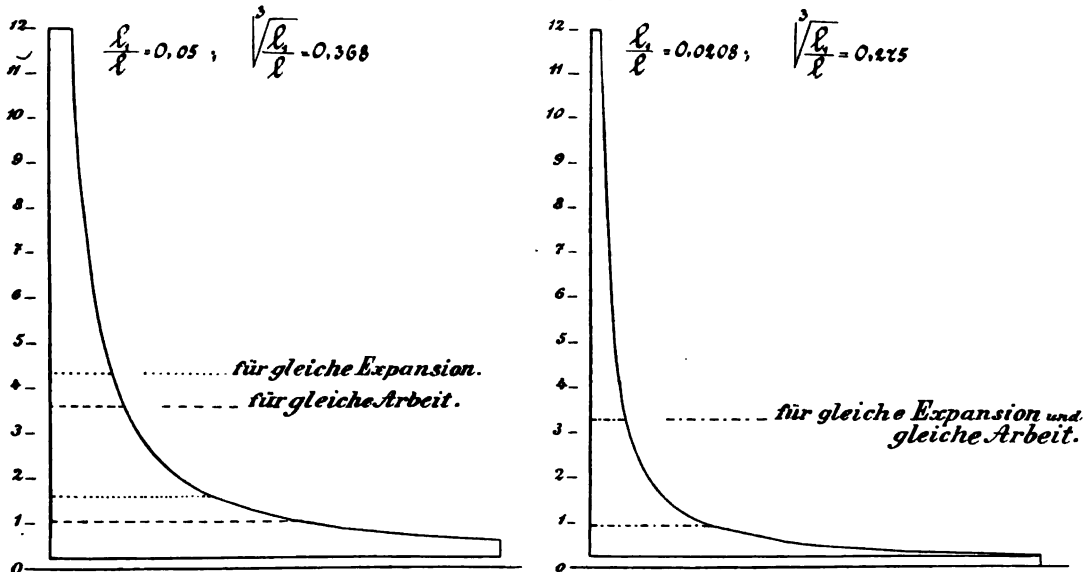
p ca.	$\frac{l_1}{l}$ reduc.	$\sqrt[3]{\frac{l_1}{l}}$	$\sqrt[3]{\left(\frac{l_1}{l}\right)^2}$
10	0,050	0,368	0,1357
	0,049	366	1339
	0,048	363	1321
	0,047	361	1302
11	0,046	358	1284
	0,045	0 356	0,1265
	0,044	353	1246
	0,043	350	1227
12	0,042	348	1208
	0,041	345	1189
	0,040	0,342	0,1170
13	0,039	339	1150
	0,038	336	1130
	0,037	333	1110
14	0,036	330	1090
	0,035	0,327	0,1070

p ca.	$\frac{l_1}{l}$ reduc.	$\sqrt[3]{\frac{l_1}{l}}$	$\sqrt[3]{\left(\frac{l_1}{l}\right)^2}$
	0,035	0,327	0,1070
	0,034	324	1049
15	0,033	321	1029
	0,032	317	1008
	0,031	314	0987
	0,030	0,311	0,0965
	0,029	307	0944
	0,028	304	0922
	0,027	300	0900
	0,026	296	0878
	0,025	0,292	0,0855
	0,024	288	0832
	0,023	284	0809
	0,022	280	0785
	0,021	276	0761
	0,020	0,271	0,0737

*) v_1 Volumen des Hochdruck-Cylinders; v_2 Volumen des Mitteldruck-Cylinders; V Volumen des Niederdruck-Cylinders.

$\frac{l_1}{l}$ reducierte Füllung (nebst V gegebene Grösse).

Stets giltige Regel: $\frac{l_1'}{l_1} \frac{v_1}{v_2} \frac{v_2}{V} = \frac{l_1}{l}$



nur in dem idealen Falle, dass auch in dem Niederdruckcylinder bis zu der Ausströmungs-Spannung (zu einer Spitze des Indicator-Diagramms) expandiert wird und die Receiver sehr gross sind, zugleich die gleichmässige Vertheilung der Arbeit auf die Dampfcylinder, welche Arbeitsvertheilung in allen andern Fällen ein grösseres v (resp. v_1 und v_2) erfordert. Siehe Figur.

Einzelne Angaben über die gleichmässig vertheilte Expansion erscheinen in den genannten Tabellen S. 22 und 72—74 unter dem Schlagworte der gleichen Arbeitsvertheilung auf die Quadranten bezw. Sextanten der Compoundmaschinen bei sehr grossen Receivern und (gedachter) sehr hoher Expansion, und sind sodann mit den Angaben für die gleiche Arbeit der Dampfcylinder entsprechend combiniert.


B89089672166A





